

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования

"Южно-Уральский государственный университет"
(национальный исследовательский институт)
Политехнический институт
Факультет «Механико-технологический»
Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент

_____/_____/

" ____ " _____ 2017 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

_____/_____/

" ____ " _____ 2017 г.

Разработка гидроимпульсного компрессора

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННО РАБОТЕ

ЮУрГУ-15.03.02.2017.394.ПЗ ВКР

Нормоконтролер

Подзерко А.В.

" ____ " _____ 2017 г.

Руководитель работы

Спиридонов Е.К.

" ____ " _____ 2017 г.

Автор работы студент группы П-457

Костылева Е.А.

" ____ " _____ 2017 г.

АННОТАЦИЯ

Костылева Е.А. Разработка гидроимпульсного компрессора. – Челябинск: ЮУрГУ, МТ; 2017, 54 с., 22 ил., библиогр. список – 8 наим.

Проведен обзор научно-технической литературы, выявлена тенденция повышения коэффициента эжекции для струйных аппаратов. Описана физико-математическая модель струйного аппарата с прерывистой струей (гидроимпульсного компрессора). Построены характеристики ГИК на основе данной модели. Вычислены основные размеры ГИК для заданного режима работы и выполнена конструктивная схема в графическом редакторе Компас.

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР			
Изм.	Лист	№ докум.	Под-	Дат				
Разраб.	Костылева				Разработка гидроимпульсного компрессора	Лит.	Лист	Листов
Про-	Спиридо-							
Реценз.								
Н.	Подзерко							
Утверд.								
						ЮУрГУ Кафедра Г и ГПС		

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. ОБЗОР НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	4
2. ФОРМУЛИРОВКА ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ВКР	13
3. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА И РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ГИК	14
3.1. Формирование жидкого снаряда	18
3.2. Движение снарядов в рабочей камере	26
4. ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИК И ИХ АНАЛИЗ	29
5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИК	39
6. СОПОСТАВЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГИК И ВВЭ	45
6.1. Принципиальная схема и математическая модель водовоздушного эжектора	45
6.2. Сравнение характеристик ГИК и ВВЭ	47
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	48
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	49
ПРИЛОЖЕНИЕ 1. КОНСТРУКТИВНАЯ СХЕМА ГИК	50

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
						3
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1. ОБЗОР НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Компрессорами называют машины, предназначенные для сжатия (компримирования) и перемещения газов.

Жидкостно-газовый эжектор (ЖГЭ) – струйный компрессор. В данном устройстве эжектируемым потоком (поток с низким давлением) является газ, а эжектирующим потоком (поток с высоким давлением) – жидкость. Давление эжектируемого потока увеличивается за счет его смешения и энергообменом с эжектируемым потоком. В результате взаимодействия потоков в эжекторе образуется их смесь, имеющая среднее давление выше давления эжектируемой среды и ниже давления потока эжектирующей жидкости.

Исследование эжекторов, в которых смешиваемыми потоками были несжимаемые среды, начались еще в 20-х годах прошлого века [1]. В СССР первые исследования эжекторов были начаты практически в то же время Баулиным В.В., Берман Л.Д., Ефимочкин Г.И., Спиридонов Е.К., Соколов Е.Я., Зингер Н.М. и другие. Почти за столетие газо-жидкостные компрессоры претерпели много изменений в своей конструкции. Можно выделить 3 поколения жидкостногазовых компрессоров [2]:

1) На первой стадии конструкция жидкостногазовых компрессоров почти не отличалась от традиционной конструкции струйных насосов с однородными средами. Например, эжектора с цилиндрической и изобарической камерами смешения.

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
						4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

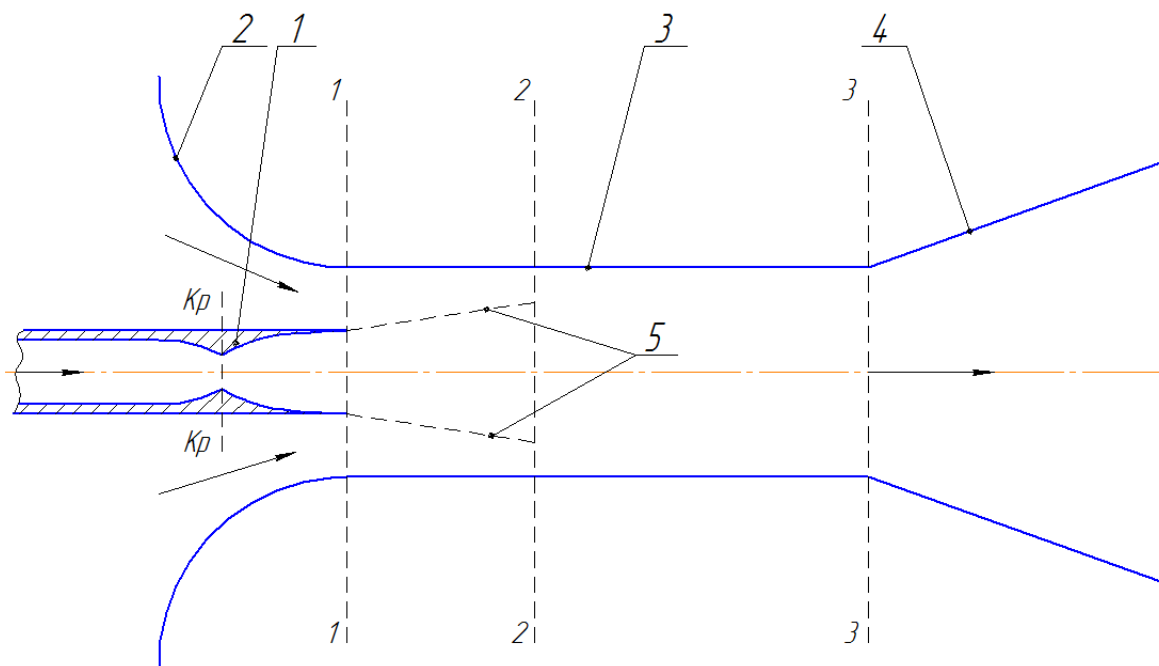


Рис. 1. Схема эжектора с цилиндрической камерой смешения: 1 – сопло для высоконапорной среды, 2 – сопло для низконапорного газа, 3 – камера смешения, 4 – диффузор, 5 – граница струй, 1-1, 2-2, 3-3 – характерные сечения проточной части, Кр – критическое сечение сопла 1

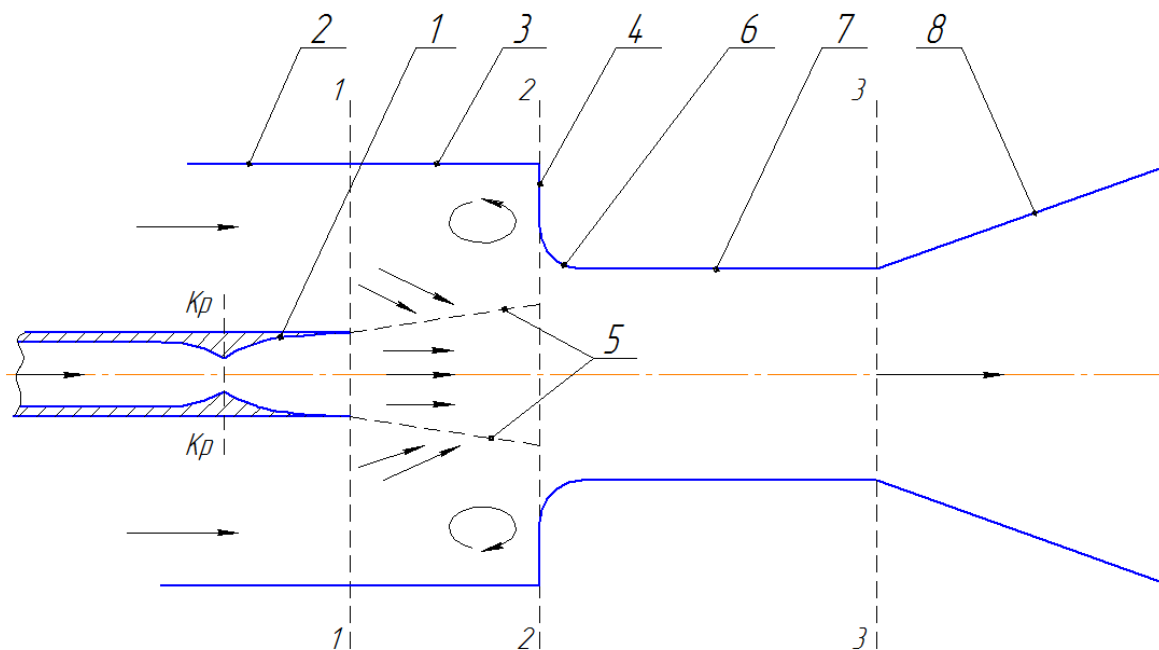


Рис. 2. Схема эжектора с изобарической камерой смешения: 1 – сопло для высоконапорной среды, 2 – сопло для низконапорного газа, - начальный участок камеры смешения, 4 – торцевая стенка начального участка, 5 – граница струй, 6 – горловина, 7 – выходной участок камеры смешения, 8 – диффузор, 1-1, 2-2, 3-3 – характерные сечения эжектора

Принцип работы таких эжекторов основан на трении на границах раздела фаз в результате чего, происходит увлечение газа жидкостью. В смесительной камере происходит энергообмен между средами и повышение статического давления. Диффузор на выходе из смесительной камеры преобразует часть динамического давления жидкостногазовой смеси в статическое. При этом сопло и смесительная камера устанавливаются соосно вместе с приемной камерой, а длина смесительной камеры составляла 3...10 диаметров [3].

Такие эжекторы широко использовались во многих отраслях народного хозяйства в качестве вакуумных аппаратов, гидрокомпрессоров, смесителей жидкости и газов. Однако эффективность таких эжекторов сравнительно невелика, так как конструкции газожидкостного компрессора с осевыми габаритами, характерными для аппаратов с однофазными средами, не могут реализовать рабочий процесс двухфазного струйного компрессора в полном объеме.

2) Исследования Г.И. Ефимочкина показали, что придание выходному отверстию рабочего сопла вместо круглого сечения формы креста или кольца не приводит к увеличению коэффициента эжекции аппарата.

Исследования Л.Д. Берман, Г.И. Ефимочкин, Е.К. Спиридонова впервые показали, что процесс подсоса воздуха в жидкостно-газовых струйных аппаратах в значительной степени зависит от распада рабочей струи на капли, т.е. от диспергирования рабочей жидкости. Для диспергированных рабочих струй основными факторами, влияющими на вовлечение в жидкостную струю газа, становится степень турбулизации дисперсной струи на её поверхности и суммарная площадь поверхности капель.

В зависимости от типа рабочей струи различают жидкостно-газовые аппараты с компактной струей и с диспергированной струей.

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

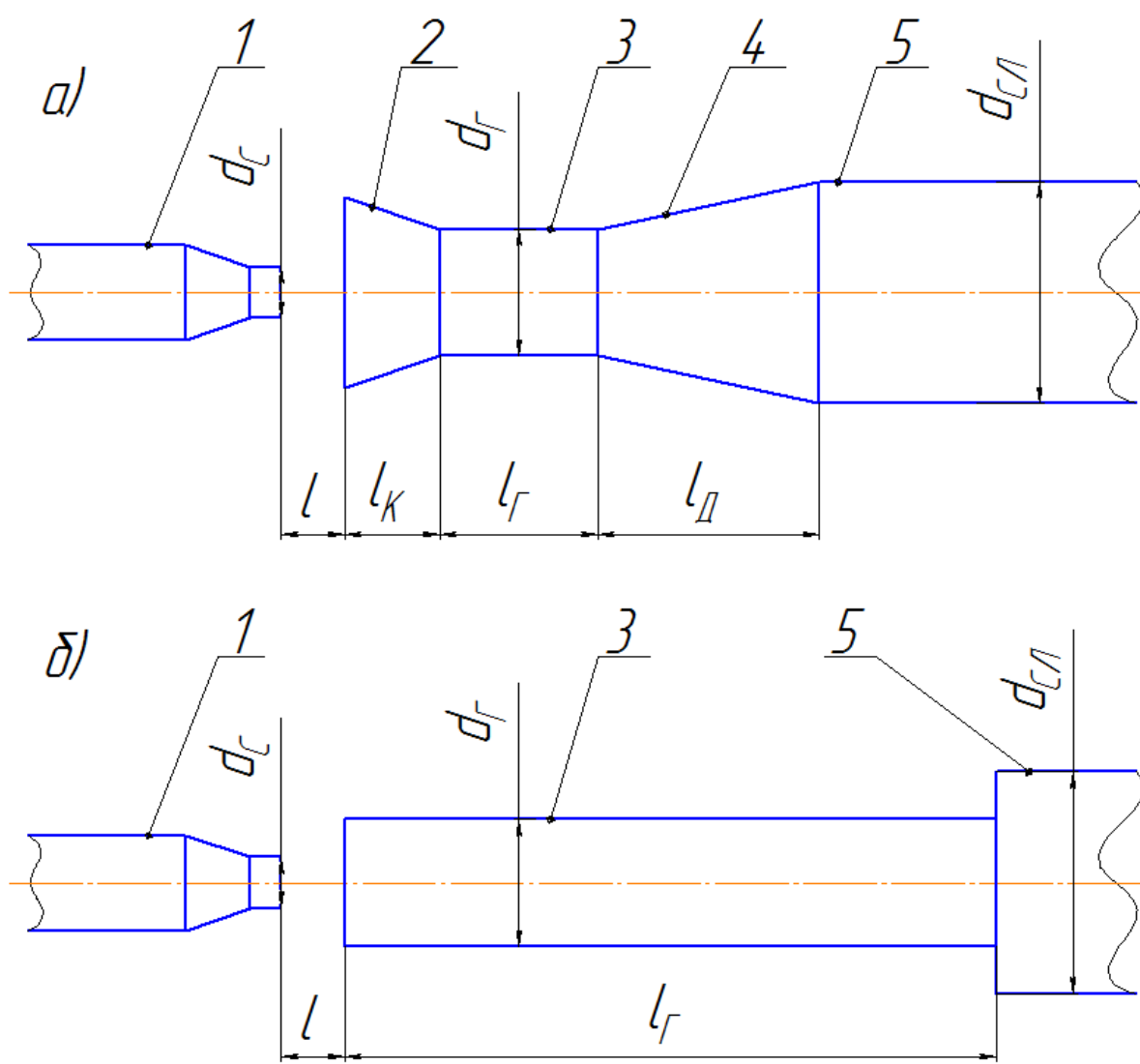


Рис. 3. Схемы проточной части жидкостно-газовых эжекторов с компактной рабочей струей:
а – с короткой камерой смешения, б – с удлиненной камерой смешения

В зависимости от соотношения температур рабочей (жидкой) и пассивной (газовой) сред рассматриваемые аппараты разделяют также на две группы: термодинамическую, к которой относят аппараты со смешиваемыми потоками, имеющими существенно разные температуры, и изотермическую, когда разница температур смешиваемых потоков незначительна и ею можно пренебречь при расчете гидравлических процессов эжектирования [4].

В большинстве случаев струйные аппараты с компактной струей относятся к изотермической группе. Конструкции этих аппаратов (рис.3) почти не отличаются от конструкций гидроструйных насосов. Различают жидкостно-газовые струйные аппараты с короткой (рис. 3, а) и удлиненной (рис. 3, б) камерой смешения.

Долгое время в качестве жидкостно-газовых эжекторов в основном применяли аппараты с короткой камерой смешения ($l_r \ll 10d_r$), которые конструировались по тем же правилам, что и гидроструйные насосы. Такие струйные аппараты (эжекторы) широко применяют в качестве вакуумных аппаратов, гидрокомпрессоров и смесителей для жидкости и газа. В частности, водовоздушные и газовоздушные аппараты с традиционной геометрией проточной части используют для вакуумирования центробежных насосов перед пуском; откачки газов и пара из вакуумных деаэраторов и конденсаторов турбин; смешения и растворения газов в жидкости; получения сжатого воздуха при подпитке гидропневматических установок; подачи воздуха в аэрационные сооружения систем городского и промышленного водоотведения и т.п.

Работу жидкостно-газовых эжекторов характеризуют объемным коэффициентом эжекции α , равным отношению объемного расхода эжектируемого газа (воздуха) W_r , приведенного к давлению на всасывании аппарата p_n , к объемному расходу рабочей жидкости $W_{ж}$. Для жидкостно-газовых струйных аппаратов с компактной струей коэффициент эжекции α в описанных выше схемах установок находится в пределах 0 – 3,5. При этом значение основного геометрического параметра, равного отношению диаметра горловины (камеры смешения) d_r к диаметру рабочего сопла d_c , изменяется от 1,2 до 4.

Стремление усовершенствовать жидкостно-газовые струйные аппараты привело Б.Е. Коренова к созданию эжекторов с удлиненной камерой смешения (рис.3, б). В таких аппаратах длина камеры смешения увеличена до 30-35 d_r . Как показано на рис.3 б, в эжекторах с удлиненной камерой смешения отсутствует диффузор. Эжектор содержит рабочее сопло и цилиндрическую камеру смешения, которая скачкообразно переходит в сливную трубу. Такая конструкция эжектора позволяет увеличить объемный коэффициент эжекции α примерно в два раза при работе его в режиме вакуумного аппарата. При этом эффективность по сравнению с эжектором, имеющим короткую камеру смешения, возрастает по мере увеличения создаваемого вакуума.

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

В струйных аппаратах с диспергированной струей в качестве рабочего сопла используют различные распылители жидкости (форсунки). Такие аппараты позволяют развить объемный коэффициент эжекции до 1000 и более. Однако нормальный перепад давлений между зонами всасывания и нагнетания газа составляет 25 – 150 мм вод.ст.. Для таких аппаратов отношение диаметра камеры смешения d_T к диаметру выходного сечения рабочего сопла d_C достигает 10000 и более.

На рис.4 представлена одна из первых конструкций таких аппаратов – струйный вентилятор, разработанный фирмой «Кёртинг». Струйные вентиляторы и газопромыватели сначала были предназначены в основном для перекачки или отвода воздуха с одновременной его промывкой и удалением вредных или извлечением ценных компонентов. В дальнейшем такие струйные аппараты стали применять и в качестве теплообменных аппаратов (струйных градирен и кондиционеров).

Показанная на рис.4 установка работает следующим образом. Рабочая жидкость (вода или раствор) забирается циркуляционным насосом 5 из бака 8, являющегося одновременно отстойником, подается по трубе 4 в соплораспылитель 2. Диспергированная струя поступает в камеру смешения 9, подсасывая при этом определенное количество воздуха по трубе 1. За счет значительной площади поверхности факела, образующегося при распылении воды форсункой, обменные процессы между водой и эжектируемым воздухом происходят весьма интенсивно (происходит очистка или охлаждение воздуха). Задержанные водой примеси можно перевести в осадок или отделить от воды химическим путем. Воздух после аппарата удаляется по трубе 3. Для подпитки системы жидкостью и удаления жидкости и загрязнений из бака 8 служат соответственно трубы 6 и 7.

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

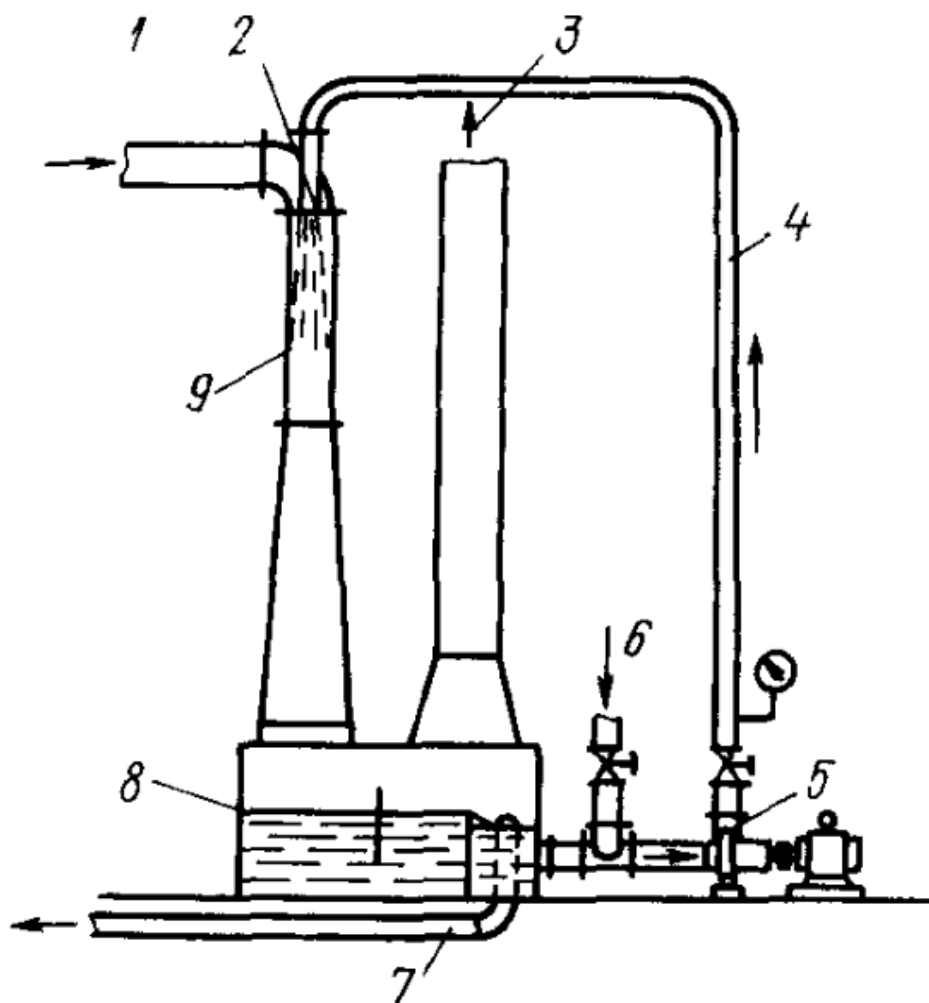


Рис. 4. Схема жидкостно-газового аппарата с диспергированной струей жидкости

Для уменьшения габаритов аппаратов с диспергированной струей разработали струйные эжекторы, в которых для уменьшения общей длины аппарата применена многоканальная конструкция рис.5. Например, водовоздушный струйный насос ЭВ-7-1000. Данный насос состоит из семи параллельно включенных бездиффузорных проточных частей (каналов) 3 с общей приёмной камерой 2. Каждый канал имеет сопло 1. Основной геометрический параметр – отношение площадей проходных сечений сопла и смесительной камеры для эжектора ЭВ-7-1000 составляет 0,203...0,21; а относительная длина камеры смешения равна 30. Данный тип насосов применяется в качестве основных воздухоотсасывающих устройств конденсаторов мощных паровых турбин, однако в отличие от эжекторов первого типа они потребляют на 300...350 м³/ч меньше и уровень вибрации данных насосов ниже.

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

В водоструйных насосах ВТИ ЭВ-7-1000 применена многоканальная конструкция. Однако, многоканальная конструкция, не изменяя относительной длины каждой проточной части, приводит к увеличению потерь на гидравлическое трение в насосе. В результате эффективность насоса снижается. Также многоканальная конструкция усложняет струйный насос и ухудшает показатели надежности [2].

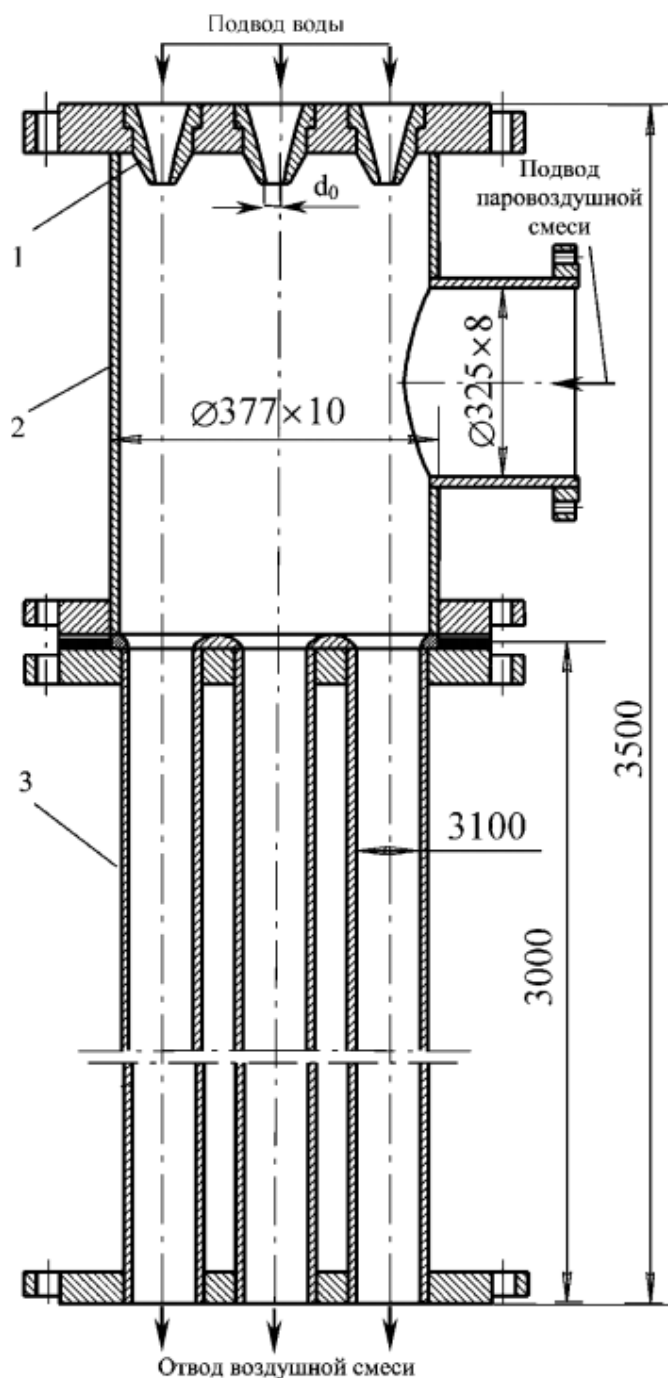


Рис. 5. Общий вид водовоздушного струйного насоса ЭВ-7-1000 ВТИ

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

В настоящее время жидкостно-газовые струйные аппараты с диспергированной струей применяют в качестве теплообменников, струйных вентиляторов и газопромывателей, а также пеногенераторов для получения высокократной пены.

Анализ существующих конструкций жидкостногазовых струйных насосов показал, что в большинстве струйных аппаратов основные узлы: сопло, приемная и смешительная камеры, установленные последовательно. Значит при одновременной подаче обеих сред в камеру смешения можно получить высокий коэффициент эжекции, но большие размеры аппарата. Либо более компактный аппарат, но с более низким коэффициентом эжекции. Данные насосы являются нерегулируемыми, т.к. их конструкция не позволяет управлять рабочим процессом.

Для получения более высокого коэффициента эжекции при сравнительно небольших размерах конструкции жидкостно-газового эжектора можно использовать эжектор с прерывистой струей, т.е. мы получаем поочередную подачу жидкости в камеру смешения жидкости и газа. Данная конструкция характеризуется отличным от эжекторов 1 и 2 поколения рабочим процессом, который включает эжекцию за счет сил трения, а также и сил давления. Эжекторы с импульсной струей образуют аппараты 3 поколения.

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

2. ФОРМУЛИРОВКА ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ВКР

Целью выпускной квалификационной работы является исследование рабочего процесса в ЖГЭ с импульсной подачей активной струи в камеру смешения, выявить потенциальные возможности аппарата данного типа.

Для достижения цели необходимо решить следующие задачи:

- 1) Проанализировать рабочий процесс ЖГЭ, составить физико-математическую модель ЖГЭ.
- 2) Анализируя физико-математическую модель, выявить основные параметры рабочего процесса и выбрать расчетную модель для последующего исследования.
- 3) Построить характеристики ЖГЭ с прерывистой струей для заданных параметров ЖГЭ: активная среда – вода, пассивная среда – воздух, давление всасывания $P_2=100$ кПа, температура воздуха $T_{Г2}=290$ К, массовый расход эжектируемого воздуха $M_{Г}=20$ г/с, степень сжатия $\varepsilon_{52}=6$. Выбрать наиболее эффективный режим работы
- 4) Разработать конструкцию (конструктивную схему) ЖГЭ.

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
						13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3. ПРИНЦИПАЛЬНАЯ СХЕМА И РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ГИК

Принципиальная схема импульсного компрессора (ИК) показана на рис.1. Основными элементами аппарата являются: камера 1 с высоконапорной жидкостью, приемная камера 2 с эжектируемым газом, сопловое устройство 3.

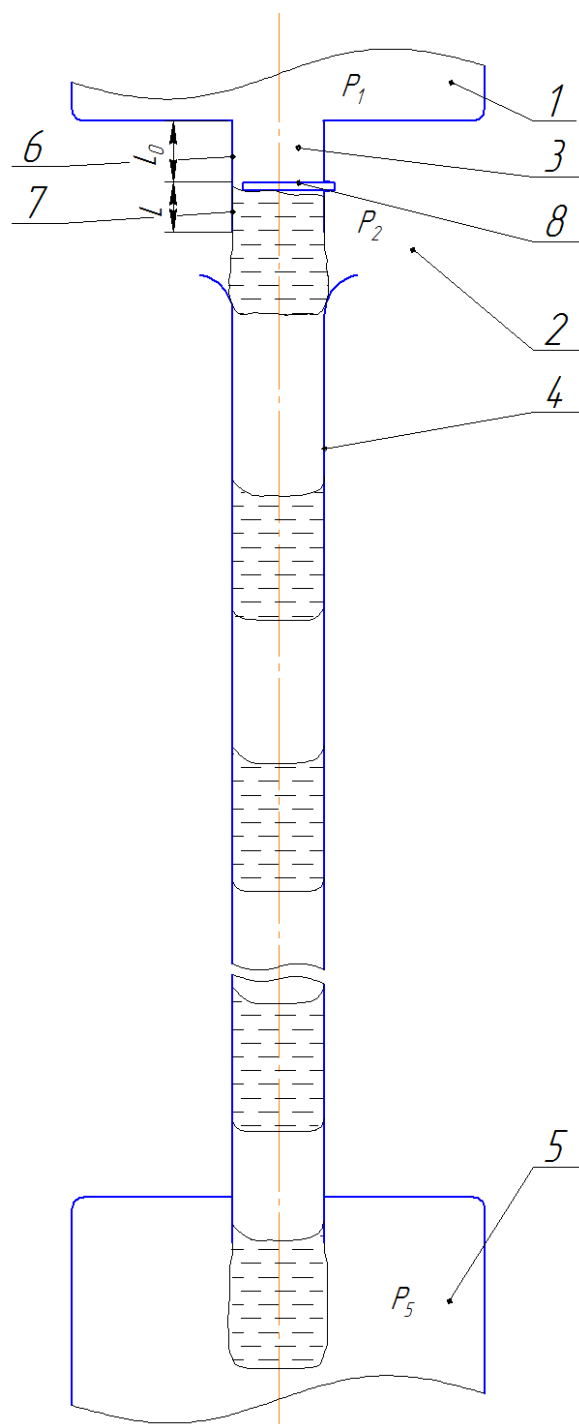


Рис. 6 Схема импульсного компрессора

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

Рабочая камера (цилиндрическая труба) 4 и напорная полость 5 с газожидкостной смесью. Сопловое устройство содержит входной канал 6, ствол 7 и прерыватель 8, который поочередно открывая – закрывая входной канал обеспечивает подачу высоконапорной среды в виде жидких снарядов. Основные параметры прерывателя: период цикла – T , равный продолжительности одного закрытия – открытия входного канала, и коэффициент прерывистости – τ_p , являющийся отношением времени открытия t_p входного канала к периоду T :

$$\tau_p = t_p / T \quad (1)$$

Рабочий процесс ГИК состоит из двух частей: формирование жидких снарядов и их движение в рабочей камере. Формирование каждого снаряда происходит при открытом входном канале. В момент его перекрытия начинается движение снаряда в трубе, в процессе которого снаряд сжимает массу от предыдущего цикла и увлекает в рабочую камеру из приемной новую порцию газа. По мере движения снарядов в рабочей камере давление газа изменяется от P_2 до P_{n-1} (n – число снарядов, одновременно находящихся в рабочей камере). После прохождения снарядом концевое сечения камеры он попадает в полость 5 и теряет свою индивидуальность [5].

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

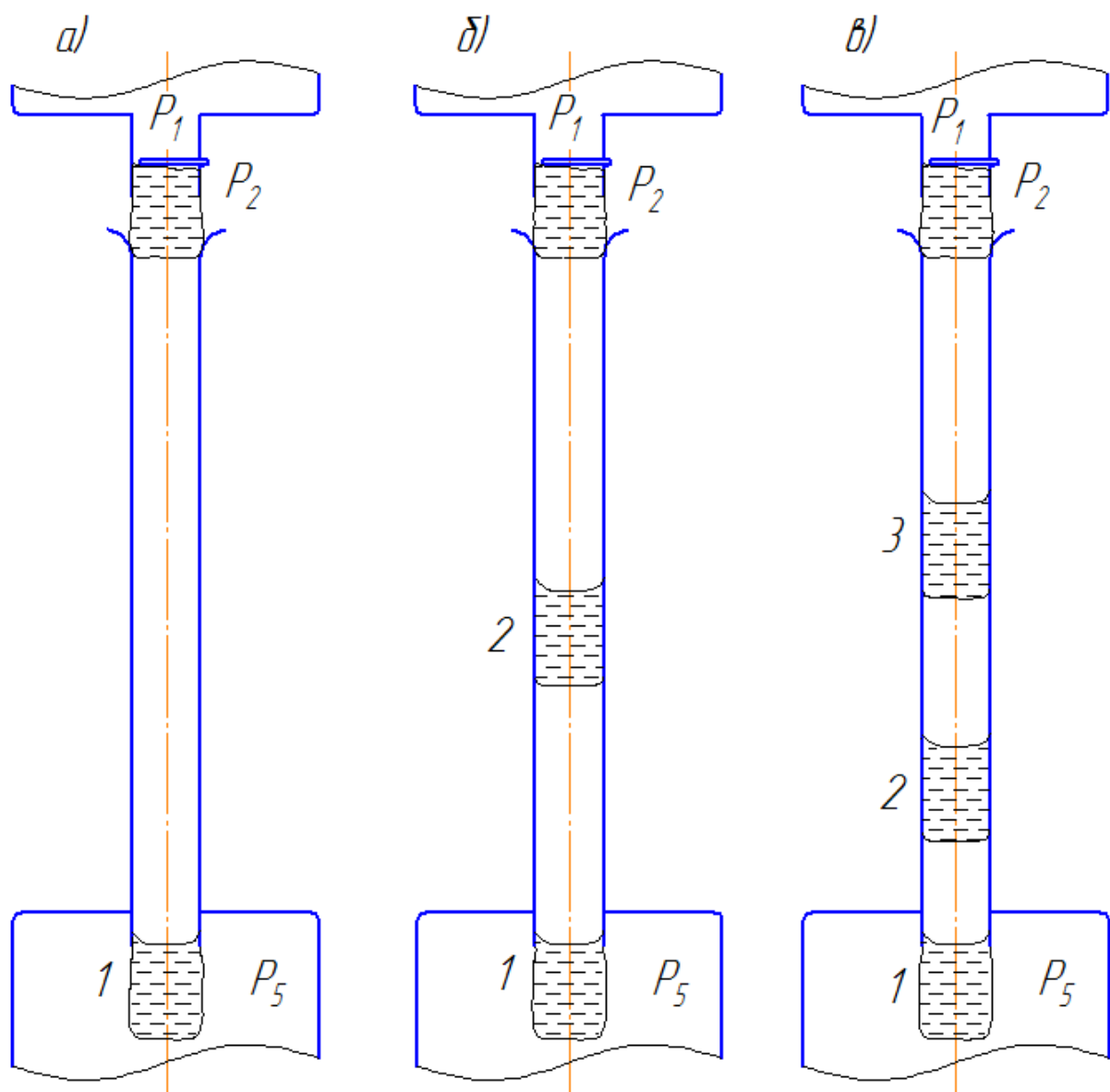


Рис. 7

В зависимости от числа снарядов, одновременно находящихся в трубе, можно выделить несколько режимов работы ГИК. Односнарядный режим (рис. 7 а) может быть при внедрении в трубу нового снаряда прежний покидает её. На этом режиме сжатие газа оказывается двухсторонним: с одной стороны, движущимся снарядом, а с другой стороны – газожидкостной смесью, втекающей в рабочую камеру из напорной полости до полного выравнивания давления в них. Дальнейшее торможение снаряда происходит уже под действием противодействия, несколько превышающего p_5 , что обусловлено сопротивлением выталкиваемой газожидкостной

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

смеси. Время движения снаряда в трубе составляет не менее одного периода T . Значит, односнарядный режим является критическим режимом работы, так как сопровождается выбросом газожидкостной смеси из напорной полости в рабочую камеру и, как следствие этого, сжатием газа сверх необходимого.

Более благоприятным является двухснарядный режим работы компрессора, при котором во время формирования очередного снаряда в трубе находится два снаряда, причем первый из них сразу же покидает рабочую камеру сразу после закрытия входного канала (рис.7 б). На этом режиме сжатие газа до давления p_5 оказывается более плавным и происходит в течение одного периода T в промежутке между новым и прежним снарядами. Время движения каждого снаряда в камере равно $2T$, в первый период снаряд увлекает в трубу новую порцию газа и сжимает массу газа от предыдущего цикла, а во второй – выталкивает сжатый газ в напорную полость.

При большем количестве снарядов в рабочей камере компрессора рабочий процесс протекает также, как и при двух снарядах с той лишь разницей, что сжатие газа становится многоступенчатым и время движения каждого снаряда в трубе возрастает относительно периода T . Так при трехснарядном режиме работы компрессора (рис.7 в) сжатие каждой порции газа осуществляется в две стадии: сначала в промежутке между первым и вторым снарядами (первый период), а затем в промежутке между вторым и третьим снарядами (второй период). Продолжительность движения каждого снаряда в трубе равна $3T$. При увеличении числа снарядов, одновременно находящихся в рабочей камере, при прочих равных условиях растет длина рабочей камеры, как следствие растут потери на гидравлическое трение. Либо при сохранении постоянной длины камеры и прочих равных условиях для увеличения числа одновременно находящихся в трубе снарядов необходимо уменьшить период времени открытия-закрытия – T , при этом возрастут потери на механическое трение между прерывателем 8 и входным каналом 6.

Таким образом, для обеспечения нормальной работы ГИК необходимо, чтобы в его рабочей камере постоянно находилось не менее двух снарядов.

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

3.1. Формирование жидкого снаряда

В общем случае формирование каждого снаряда происходит в 2 стадии:

- 1) Формирование снаряда при втекании жидкости в ствол рис.8 а.
- 2) После заполнения ствола жидкость устремляется в газовую среду и дальнейшее формирование происходит в свободных изобарических условиях рис.8 б.

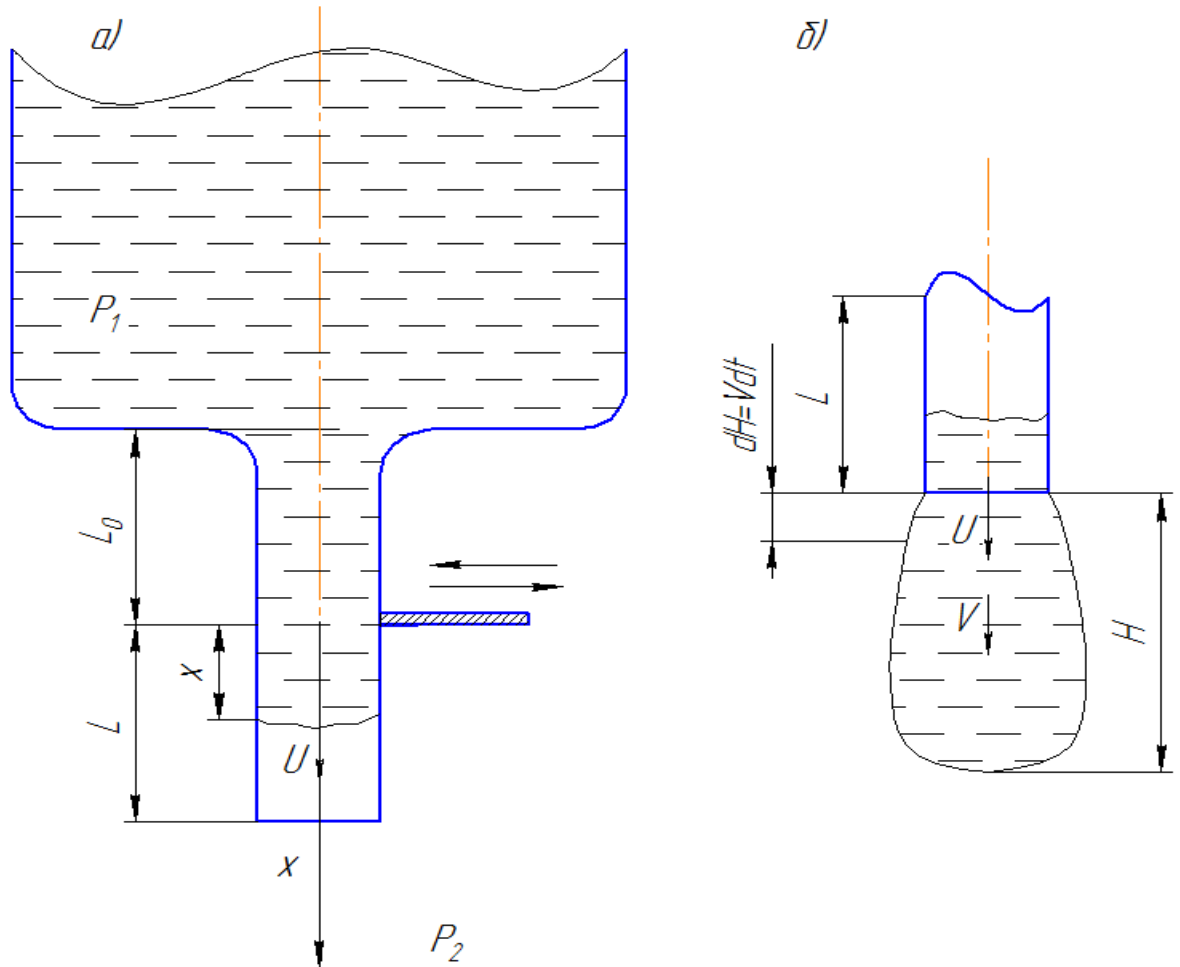


Рис. 8 Формирование жидкого снаряда

В двух предельных случаях формирование снаряда может происходить в одну стадию – в первую, когда ствола L достаточно велика, или во вторую при $L=0$. По истечении времени открытия t_p входного канала затвор разрывает поток и снаряд покидает ствол.

L_0 – длина входного канала, L – длина ствола, ρ – плотность жидкости, U_∞ – скорость жидкости при установившемся течении, F – площадь поперечного сечения жидкого снаряда, F_0 – площадь поперечного сечения канала.

Перейдем к безразмерным координатам: относительное время формирования снаряда $\theta = \frac{tU_\infty}{L_0}$, длина ствола $l = \frac{L}{L_0}$, искомые функции – безразмерные скорости снаряда в стволе $u = \frac{U}{U_\infty}$ и скорости в газовом пространстве $v = \frac{V}{U_\infty}$, масса $m = \frac{M}{\rho F_0 L_0}$, длина снаряда $h = \frac{H}{L_0}$ и площадь поперечного сечения $f = \frac{F}{F_0}$.

Рассмотрим первую стадию процесса формирования – втекание жидкости в цилиндрический ствол. При этом неравномерностью распределения скоростей в живых сечениях потока и изменением коэффициента гидравлического трения λ как во времени, так и по длине потока пренебрегаем.

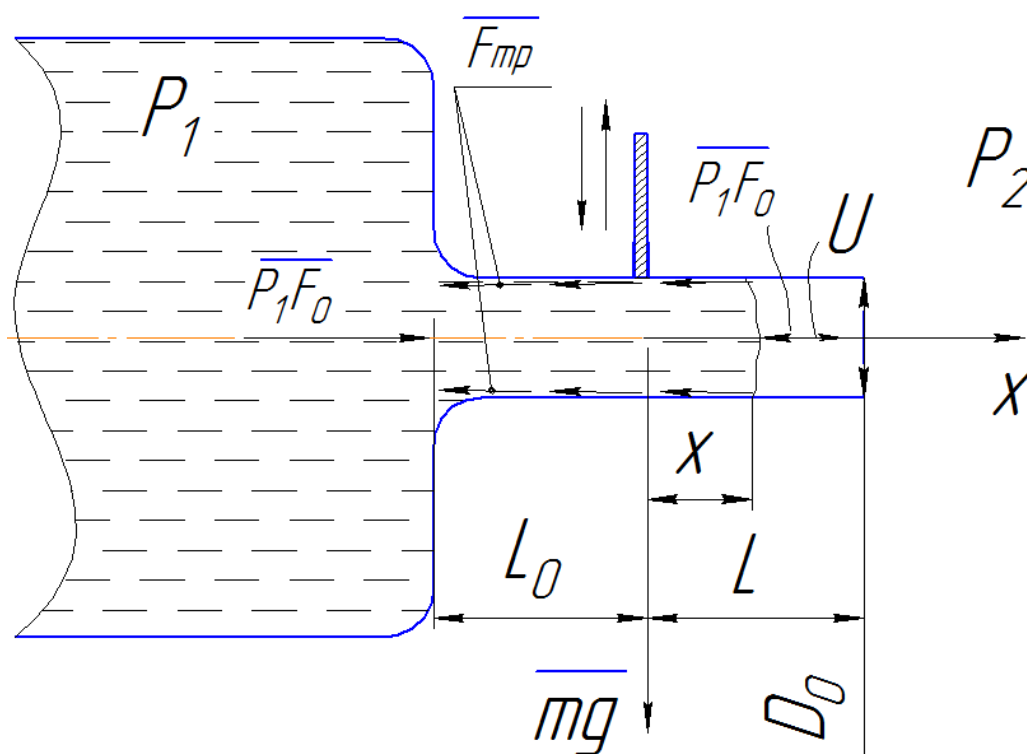


Рис. 9 Расчетная схема формирования жидкого снаряда

Составим уравнение II з. Ньютона в проекции на ось Oх:

$$ma = F_d + F_M + F_{Тр} \quad (2)$$

Где, $ma = \rho F_0(L_0 + x) \frac{d^2x}{dt^2}$ – произведение массы на ускорение снаряда,

$F_d = F_0P_1 - F_0P_2$ – силы давления, действующие на снаряд,

$F_M = mg$ – массовые силы,

$F_{тр} = \left[\lambda \frac{(L_0+x)}{d} + 1 \right] \frac{\rho U^2}{2} \pi d$ – силы трения, возникающие при течении жидкости

по каналу. Где λ – коэффициент потерь на трение по длине, $(L_0 + x)$ – линейный размер канала, d – диаметр канала, U – скорость жидкости в канале.

Запишем уравнение (2) в единицах давления (Па):

$$\rho(L_0 + x) \frac{d^2x}{dt^2} = P_1 - P_2 - \left[\lambda \frac{(L_0+x)}{d} + 1 \right] \frac{\rho U^2}{2} \quad (3)$$

Введем $\Psi = \frac{1}{\sqrt{\left[\lambda \frac{(L_0+x)}{d} + 1 \right]}} = \frac{1}{\sqrt{\left[\lambda \frac{L_0}{d} (1+x/L_0) + 1 \right]}} = \frac{1}{\sqrt{[\zeta_0(1+x)+1]}}$ – коэффициент скоро-

сти при втекании, равный полному коэффициенту скорости φ при $x=L$, если процесс формирования происходит в две стадии или $x=H$, если формирование снаряда целиком протекает в стволе (длина снаряда $H \leq L$). В дальнейшем пренебрегаем изменением коэффициента Ψ , принимая в расчетах $\Psi = \varphi$

$$\rho(L_0 + x) \frac{d^2x}{dt^2} = P_1 - P_2 - \frac{\rho}{2\Psi^2} \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \quad (4)$$

Скорость установившегося течения из камеры 1 в камеру 2:

$$U_\infty = \varphi \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} \quad (5)$$

Уравнение (4) с учетом уравнения (5) в безразмерных координатах:

$$\rho(1 + x) \frac{\rho}{\varphi^2 2(P_1 - P_2)} \frac{d^2x}{d\theta^2} = P_1 - P_2 - \frac{\rho^2}{\varphi^4 4(P_1 - P_2)} \left(\frac{dx}{d\theta} \right)^2 \quad (6)$$

$$\rho(1 + x) \frac{\rho}{\varphi^2 2(P_1 - P_2)} \frac{d^2x}{d\theta^2} = \frac{\varphi^4 4(P_1 - P_2)^2 - \rho^2 \left(\frac{dx}{d\theta} \right)^2}{\varphi^4 4(P_1 - P_2)} \quad (7)$$

До множим на $\frac{\varphi^4 4(P_1 - P_2)}{\rho^2}$ уравнение (7):

$$2\varphi^2(1 + x) \frac{d^2x}{d\theta^2} = \frac{\varphi^4 4(P_1 - P_2)^2}{\rho^2} - \left(\frac{dx}{d\theta} \right)^2 \quad (8)$$

В уравнении (8) $\frac{\varphi^4 4(P_1 - P_2)^2}{\rho^2} = U_\infty^2 = 1$, т.к. уравнение в безразмерных координатах. Также в (8) заменим $\frac{dx}{d\theta} = u$:

$$2\varphi^2(1+x)u \frac{du}{dx} = 1 - u^2 \quad (9)$$

Интегрируя (9) при начальных условиях: $x=x/L_0=0, u=0$ – получим закон нарастания скорости снаряда при втекании жидкости в цилиндрический ствол:

$$2 \frac{1}{2} \int_0^u \frac{1}{1-u^2} d(-u^2 + 1) = -\frac{1}{\varphi^2} \int_0^x \frac{1}{(1+x)} dx \quad (10)$$

Произведем преобразования (10):

$$\ln[1 - u^2] = -\frac{1}{\varphi^2} \ln[1 + x] \quad (11)$$

$$u = \sqrt{1 - [1 + x]^{-\frac{1}{\varphi^2}}} \quad (12)$$

Заменим $\beta = \frac{1}{\varphi^2}$, тогда (12):

$$u = \sqrt{1 - [1 + x]^{-\beta}} \quad (13)$$

К концу втекания, когда $\theta = \theta_B$ и $x=l$, жидкий снаряд разгонится до скорости:

$$u_B = \sqrt{1 - [1 + l]^{-\beta}} \quad (14)$$

А его масса станет равной массе жидкости, заполнившей сопло:

$$m_B = \frac{\rho L F_0}{\rho L_0 F_0} = l \quad (15)$$

Продолжительность полного заполнения ствола:

$$\theta_B = \int_0^l \frac{dx}{u} \quad (16)$$

Решив уравнение (18) получим:

$$\theta_B = 2e^{\beta(\ln(l+1)-1)} \sqrt{e^{\beta \ln(l+1)} - 1} - [3e^{1.25\beta \ln(l+1)} - 6e^{2\beta \ln(l+1)}] \quad (17)$$

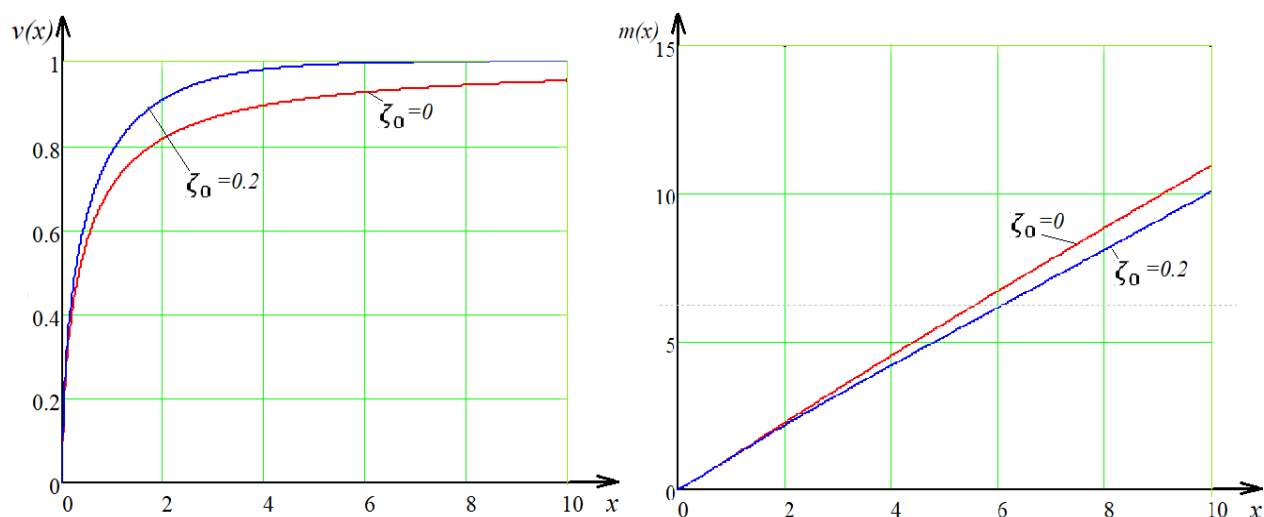


Рис. 10. Графики $v(x)$ и $m(x)$

Из формул (9), (15) и (17) следует, что с увеличением длины ствола l скорость, достигнутая при втекании, u_B и продолжительность полного заполнения ствола θ_B возрастают. Влияние коэффициента сопротивления входного канала $\zeta_0 = \lambda \frac{L_0}{d}$ на зависимости $u_B(l)$ и $\theta_B(l)$ показано на рис. 10.

По достижении свободной поверхностью выходного сечения ствола начинается истечение жидкости, которое сопровождается дальнейшим её разгоном. Изменение скорости в заполненном стволе описывается уравнением:

$$u = th \left[\text{Arcth}(u_B) + \frac{\theta - \theta_B}{2\varphi^2(1+l)} \right] \quad (18)$$

Масса M , вытекающая из ствола, зависит от времени истечения и в безразмерных координатах является функцией $m(\theta)$ преобразованной по отношению к функции $u(\theta)$. Отсюда:

$$m = \int_{\theta_B}^{\theta} u d\theta = 2\varphi^2(1+l) \ln \left\{ \sqrt{1 - u_B^2} \cdot ch \left[\text{Arcth}(u_B) + \frac{\theta - \theta_B}{2\varphi^2(1+l)} \right] \right\} \quad (19)$$

Формирование снаряда на стадии истечения происходит за стволом (рис.8 б). При этом, вследствие возрастания скорости на срезе ствола, последующие частицы устремляются в газовую среду с большей скоростью, чем предыдущие, и ускоряют их, теряя при взаимодействии часть собственной энергии. В результате разгон жидкой массы за стволом будет отставать от разгона жидкости в стволе, и это отстыва-

ние будет особенно заметным в начальную фазу истечения, когда велико изменение скорости на срезе ствола. По мере приближения скорости истечения U к установившейся U_∞ взаимодействие частиц, покидающих ствол, с ранее вытекшими ослабевает и разница $(U-V)$ будет стремиться к нулю.

Среднюю по объёму скорость жидкой массы за стволом найдем по теореме об изменении количества движения. При этом пренебрегаем импульсом сил трения жидкости о газ и учтем, что импульс сил давления при изобарическом формировании снаряда равен нулю. Тогда приращение количества движения жидкой массы за время dt равно притоку количества движения из ствола за то же время, т.е. $d(MV)=UdM$, где $dM = \rho U F_0 dt$. Отсюда

$$v = \frac{\rho F_0}{M} \int u^2 dt \quad (20)$$

Приведем уравнение (20) к безразмерным величинам и выполним интегрирование с учетом (18), получим закон нарастания скорости жидкой массы за стволом:

$$v = \frac{\theta - \theta_B - 2\varphi^2(1+l)(u-u_B)}{m} \quad (21)$$

По окончании времени открытия входного канала затвор разделяет поток и снаряд массой

$$m_c = m_B + m_p = l + 2\varphi^2(1+l) \cdot \ln \left\{ \sqrt{1-u_B^2} \cdot \operatorname{ch} \left[\operatorname{Arcth}(u_B) + \frac{\theta_p - \theta_B}{2\varphi^2(1+l)} \right] \right\} \quad (22)$$

Покидает ствол. При этом часть снаряда m_B , находящаяся внутри ствола, покидает его со скоростью $u_p = u \Big|_{\theta = \theta_p}$, а часть m_p , расположенная вне ствола, начинает полет со скоростью $v_p = v \Big|_{\theta = \theta_p}$, которая согласно (18) и (22) меньше скорости u_p . Вследствие этого жидкость, покидающая ствол, взаимодействует с массой, расположенной за ней, и несколько ускоряет её. В итоге, после опорожнения ствола снаряд приобретает скорость v_c , удовлетворяющую неравенству $v_p < v_c < u_p$. Скорость снаряда v_c в первом приближении равна (пренебрегаем количеством движения снаряда за время опорожнения ствола):

$$v_c = \frac{m_B u_p + m_p v_p}{m_c} \quad (23)$$

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
						23
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

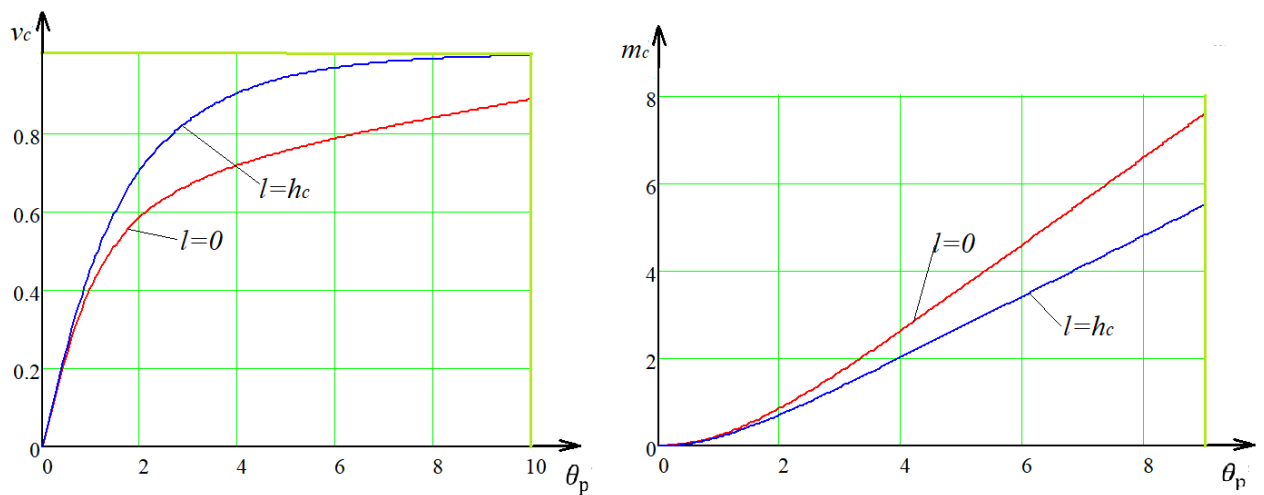


Рис. 11 Графики $v_c=f(\theta_p)$ и $m_c=f(\theta_p)$

Размеры и форма жидкого снаряда также зависят от условий его формирования. При полном формировании снаряда в цилиндрическом стволе снаряд имеет форму, близкую к цилиндрической, с площадью поперечного сечения $f=1$ и длиной h_c , которая зависит от времени θ_p и находится решением системы (27). Если формирование снаряда происходит полностью или частично в свободных изобарических условиях поперечные размеры снаряда изменяется по его длине. В первом приближении форма и длина снаряда могут быть найдены по формулам (28) и (30). На стадии свободного формирования в каждый момент времени $u > v$. Поэтому каждая жидкая частица $dm = u d\theta$, покидающая ствол, растекается по предыдущей, приобретая длину $dh = v d\theta$ (рис.8б) и площадь поперечного сечения:

$$f = \frac{dm}{dh} = \frac{u}{v} > \quad (28)$$

Если пренебречь последующей деформацией частиц, то полная длина жидкой массы за стволом ко времени $\theta > \theta_B$ складается из длины всех составляющих её частиц:

$$h = \int_{\theta_B}^{\theta} v d\theta \quad (29)$$

А форма осевого сечения жидкой массы определяется поперечными размерами (соответствующие координате по длине) и может быть получена из кривых $f(\theta)$ и $h(\theta)$ при исключении из них времени.

Кривые $f(\theta)$ и $h(\theta)$ показаны на рис.12. Можно видеть, что в начальную фазу истечения, когда разница между u и v велики и, как следствие, велико тормозящее действие предыдущих частиц жидкости на последующие, снаряд приобретает максимальную площадь поперечного сечения, величина которой растет с уменьшением относительной длины ствола l и принимает наибольшее значение f_{\max} при $l=0$ (без учета сопротивления газовой среды $f_{\max}=1,42$). По мере разгона жидкой массы и уменьшения разницы скоростей u и v эффект растекания ослабевает, и относительная площадь поперечного сечения жидкой массы у среза ствола $f \rightarrow 1$.

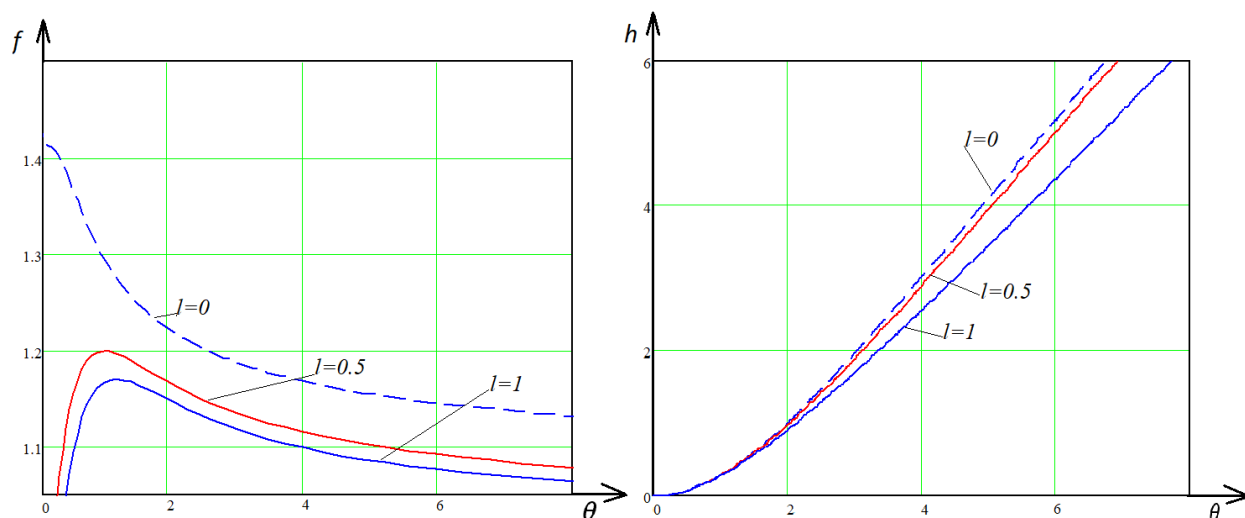


Рис. 12

К моменту разрыва потока прерывателем снаряд имеет длину:

$$h_c = l + \int_{\theta_B}^{\theta_P} v d\theta \quad (30)$$

При опорожнении ствола вследствие взаимодействия масс m_B и m_P длина и форма снаряда могут несколько измениться.

3.2. Движение снарядов в рабочей камере

Рассмотрим движение цепочки из n снарядов в рабочей камере. Расположение снарядов в трубе в момент перекрытия входного канала показано на рис.5. Отсчет перемещения первого снаряда в течение периода будем вести от сечения I-I, второго от II-II и т.д. При работе ИК в установившемся режиме в конце периода ($t=T$) первый снаряд займет место второго, второй – третьего, а хвост n -го снаряда будет

находиться в концевом сечении трубы, а к сечению I-I подойдет новый снаряд. Относительные перемещения $x=x/L_0$ и скорости $v=v/U_\infty$ снарядов в начале и в конце периода будут:

$$\begin{cases} \text{При } \theta = 0 (t = 0) & x_1 = 0, v_1 = v_c, x_2 = 0, v_2 = v_{1T} \dots x_n = 0, v_n = v_{(n-1)T} \\ \text{При } \theta = \theta_\kappa (t = T) & x_1 = x_{1T}, v_1 = v_{1T}, x_2 = x_{2T}, v_2 = v_{2T} \dots x_n = x_{nT}, v_n = v_{nT} \end{cases} \quad (31)$$

Для поддержания работы эжектора без обратного тока жидкости и газа необходимо, чтобы $v_{nT} \geq 0$.

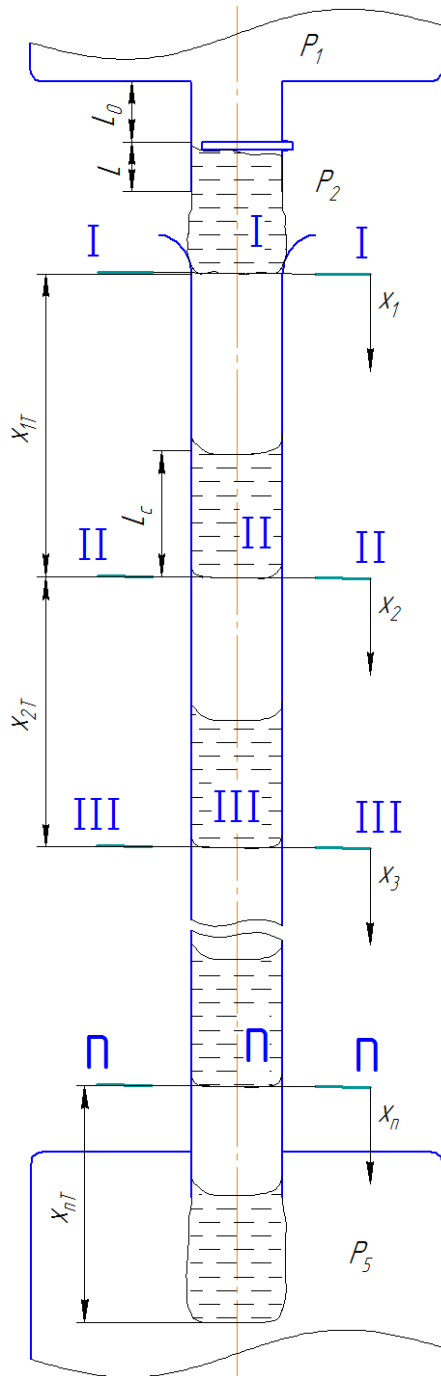


Рис. 13 Расчетная схема движения снарядов в рабочей камере

Уравнение движения жидких снарядов в трубе без учета сил тяжести:

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho L_c \frac{dv_1}{dt} = P_1 - P_2 - \frac{4\tau_1 L_c}{D} \\ \rho L_c \frac{dv_2}{dt} = P_2 - P_3 - \frac{4\tau_2 L_c}{D} \\ \rho L_c \frac{dv_3}{dt} = P_3 - P_4 - \frac{4\tau_3 L_c}{D} \\ \dots \\ \rho L_c \frac{dv_n}{dt} = P_n - P_{5к} - \frac{4\tau_n L_c}{D} \end{array} \right. \quad (32)$$

D – диаметр рабочей камеры, равный диаметру снаряда в максимальном по площади поперечном сечении. Например, при длине ствола $L=0$ $D = \sqrt{1,5}D_0$.

$L_c = \frac{4M_c}{\rho\pi D^2}$ – длина снаряда в рабочей камере,

τ_i – пристенные касательные напряжения,

$P_3, P_4 \dots P_{n+1}$ – давление газа в промежутке между снарядами, которое в течение цикла изменяется от P_2 (при $t=0$) до P_5 (при $t=T$) и связано с перемещениями снарядов уравнением изотермического сжатия:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_3 = P_2 \frac{x_{1T}-L_c}{x_{1T}-x_1-L_c+x_2} \\ P_4 = P_2 \frac{x_{1T}-L_c}{x_{2T}-x_2-L_c+x_3} \\ \dots \\ P_{n+2} = P_2 \frac{x_{1T}-L_c}{x_{nT}-x_n-L_c+x_{n+1}} \end{array} \right. \quad (33)$$

Выразим касательные напряжения через коэффициент гидравлического трения и перепишем систему уравнений ζ_0 в безразмерном виде. После преобразований получим:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dv_1}{dt} = \frac{1-(x_{1T}-L_c)/(x_{1T}-x_1-L_c+x_2)}{2l_c\varphi^2(\varepsilon_{12}-1)} - 0,5\zeta_0\sqrt{f}v_1^2 \\ \frac{dv_2}{dt} = \frac{(x_{1T}-L_c)/(x_{1T}-x_1-L_c+x_2)-(x_{2T}-L_c)/(x_{2T}-x_2-L_c+x_3)}{2l_c\varphi^2(\varepsilon_{12}-1)} - 0,5\zeta_0\sqrt{f}v_2^2 \\ \frac{dv_3}{dt} = \frac{(x_{1T}-L_c)/(x_{2T}-x_2-L_c+x_3)-(x_{1T}-L_c)/(x_{3T}-x_3-L_c+x_4)}{2l_c\varphi^2(\varepsilon_{12}-1)} - 0,5\zeta_0\sqrt{f}v_3^2 \\ \dots \\ \frac{dv_n}{dt} = \frac{(x_{1T}-L_c)/(x_{(n-1)T}-x_{(n-1)}-L_c+x_n)}{2l_c\varphi^2(\varepsilon_{12}-1)} - P_{5к} - 0,5\zeta_0\sqrt{f}v_3^2 \end{array} \right. \quad (34)$$

$\zeta_0 = \lambda \frac{L_0}{D_0}$ – коэффициент гидравлического трения,

$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta_0(1+x)}}$ – коэффициент скорости.

Система уравнений (34) совместно с условиями (31) целиком описывает движение снарядов в цилиндрической трубе.

4. ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИК И ИХ АНАЛИЗ

Будем считать жидкость идеальной и трение равным нулю, тогда уравнение (34):

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dv_1}{dt} = \frac{1-(x_{1T}-l_c)/(x_{1T}-x_1-l_c+x_2)}{2l_c(\varepsilon_{12}-1)} \\ \frac{dv_2}{dt} = \frac{(x_{1T}-l_c)/(x_{1T}-x_1-l_c+x_2)-(x_{2T}-l_c)/(x_{2T}-x_2-l_c+x_3)}{2l_c(\varepsilon_{12}-1)} \\ \frac{dv_3}{dt} = \frac{(x_{1T}-l_c)/(x_{2T}-x_2-l_c+x_3)-(x_{1T}-l_c)/(x_{3T}-x_3-l_c+x_4)}{2l_c(\varepsilon_{12}-1)} \\ \dots \\ \frac{dv_n}{dt} = \frac{(x_{1T}-L_c)/(x_{(n-1)T}-x_{(n-1)}-l_c+x_n)-\varepsilon_{52}}{2l_c(\varepsilon_{12}-1)} \end{array} \right. \quad (35)$$

Почленно сложим правые и левые части:

$$2l_c \frac{d^2(x_1+x_2+\dots+x_n)}{dt^2} = -\frac{\varepsilon_{52}-1}{\varepsilon_{12}-1} \quad (36)$$

Почленно вычтем из первого уравнения движения для 2, 3 ... n-го снарядов, понижая при этом порядок путем замены $\frac{d(x_1-x_2-\dots-x_n)}{dt} = v_1 - v_2 - \dots - v_n$.

$$2l_c(v_1 - v_2 - \dots - v_n) \frac{d(v_1-v_2-\dots-v_n)}{d(x_1-x_2-\dots-x_n)} = \frac{\varepsilon_{52}+1}{\varepsilon_{12}-1} - \frac{2(x_{1T}-l_c)}{(x_{(n-1)T}-x_{(n-1)}-l_c+x_n)(\varepsilon_{12}-1)} \quad (37)$$

Для решения данной системы уравнений нужны краевые условия для каждого снаряда в начальный и конечный момент времени. Эти условия зависят от положения других снарядов в рабочей камере. Поэтому для упрощения данной системы рассмотрим двухснарядную систему.

Система уравнений (10) для двухснарядной модели:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dv_1}{dt} = \frac{1-(x_{1T}-l_c)/(x_{1T}-x_1-l_c+x_2)}{2l_c(\varepsilon_{12}-1)} \\ \frac{dv_2}{dt} = \frac{(x_{1T}-l_c)/(x_{1T}-x_1-l_c+x_2)-\varepsilon_{52}}{2l_c(\varepsilon_{12}-1)} \end{array} \right. \quad (38)$$

Преобразуя и интегрируя систему уравнений (38) в замкнутом интервале $[0; \theta_{ц}]$ с учетом условий и выражая в полученных равенствах перемещения снарядов x_{1T} и x_{2T} через коэффициент эжекции α по формулам:

$$x_{1T} = l_c(1 + \alpha); \quad x_{2T} = l_c(1 + \alpha/\varepsilon_{52}) \quad (39)$$

получим систему уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha = \frac{\varepsilon_{52}-1}{\ln(\varepsilon_{52})} \left[\frac{(v_c+v_{2T}) \cdot \theta_{ц}}{2l_c} - 1 \right] \\ v_{1T} = \frac{v_c+v_{2T}}{2} + \frac{\alpha l_c}{\theta_{ц}} \left[\frac{\varepsilon_{52}+1}{\varepsilon_{52}} - \frac{2\ln(\varepsilon_{52})}{\varepsilon_{52}-1} \right] \\ \theta_{ц} = \int_0^{\varepsilon_{52}-1/\varepsilon_{52}} \frac{\alpha l_c dz}{\sqrt{(v_c-v_{1T})^2 + \frac{2(v_c-v_{2T})\alpha l_c}{\theta_{ц}(\varepsilon_{52}-1)} [(\varepsilon_{52}+1)z + 2\ln(1-z)]}} \\ \varepsilon_{12} = \frac{(\varepsilon_{52}-1)\theta_{ц}}{2l_c(v_c-v_{2T})} + 1 \end{array} \right. \quad (40)$$

α – коэффициент эжекции, $\theta_{ц} = \theta_p/\tau_p$ – время цикла, $z = \frac{x_1-x_2}{\alpha l_c}$ – переменная. Система уравнений совместно с формулами и позволяет по заданным времени открытия входного канала θ_p , длине ствола l и скорости снаряда в конце второго периода v_{2T} рассчитать характеристики компрессора, то есть каждой степени сжатия ε_{52} поставить в соответствие продолжительность цикла $\theta_{ц}$ и коэффициент прерывистости τ_p , степень расширения ε_{12} , коэффициент эжекции α и КПД η .

Установим область определения характеристик. Для этого рассмотрим предельный режим работы ГИК, при котором $\alpha \rightarrow \infty$. Из уравнений системы следует, что для достижения бесконечно больших коэффициентов эжекции потребные продолжительности цикла и степень расширения устремляются в бесконечность, а коэффициент прерывистости $\tau_p \rightarrow 0$. При этом отношение $\alpha/\theta_{ц}$, скорость снаряда v_{1T} и КПД η принимают предельные значения:

$$\left(\frac{\alpha}{\theta_{ц}} \right)^* = \frac{\varepsilon_{52}^*-1}{\ln(\varepsilon_{52}^*)} \cdot \frac{v_c+v_{2T}}{2l_c} \quad (41)$$

$$v_{1T}^* = \frac{v_c+v_{2T}}{2} \cdot \left(\frac{\varepsilon_{52}^*-1}{\varepsilon_{52}^* \cdot \ln(\varepsilon_{52}^*)} - 1 \right) \quad (42)$$

$$\eta^* = v_c^2 - v_{2T}^2 \quad (43)$$

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		30

Режиму бесконечно больших коэффициентов эжекции соответствует критическая степень сжатия ε_{52}^* , которая находится решением интегрального уравнения:

$$\frac{2 \ln(\varepsilon_{52}^*)}{(\varepsilon_{52}^* - 1)(v_c - v_{2T})} = \int_0^{(\varepsilon_{52}^* - 1)/\varepsilon_{52}^*} \left\{ (v_c - v_{1T}^*)^2 + \frac{v_c^2 - v_{2T}^2}{\ln(\varepsilon_{52}^*)} \cdot [(\varepsilon_{52}^* + 1)z + 2\ln(z)] \right\}^{-1/2} dz \quad (44)$$

Полученного из третьего уравнения системы (40) и равенств (41) и (42). Очевидно, работа эжектора с двумя снарядами в трубе возможна лишь при $\varepsilon_{52} > \varepsilon_{52}^*$.

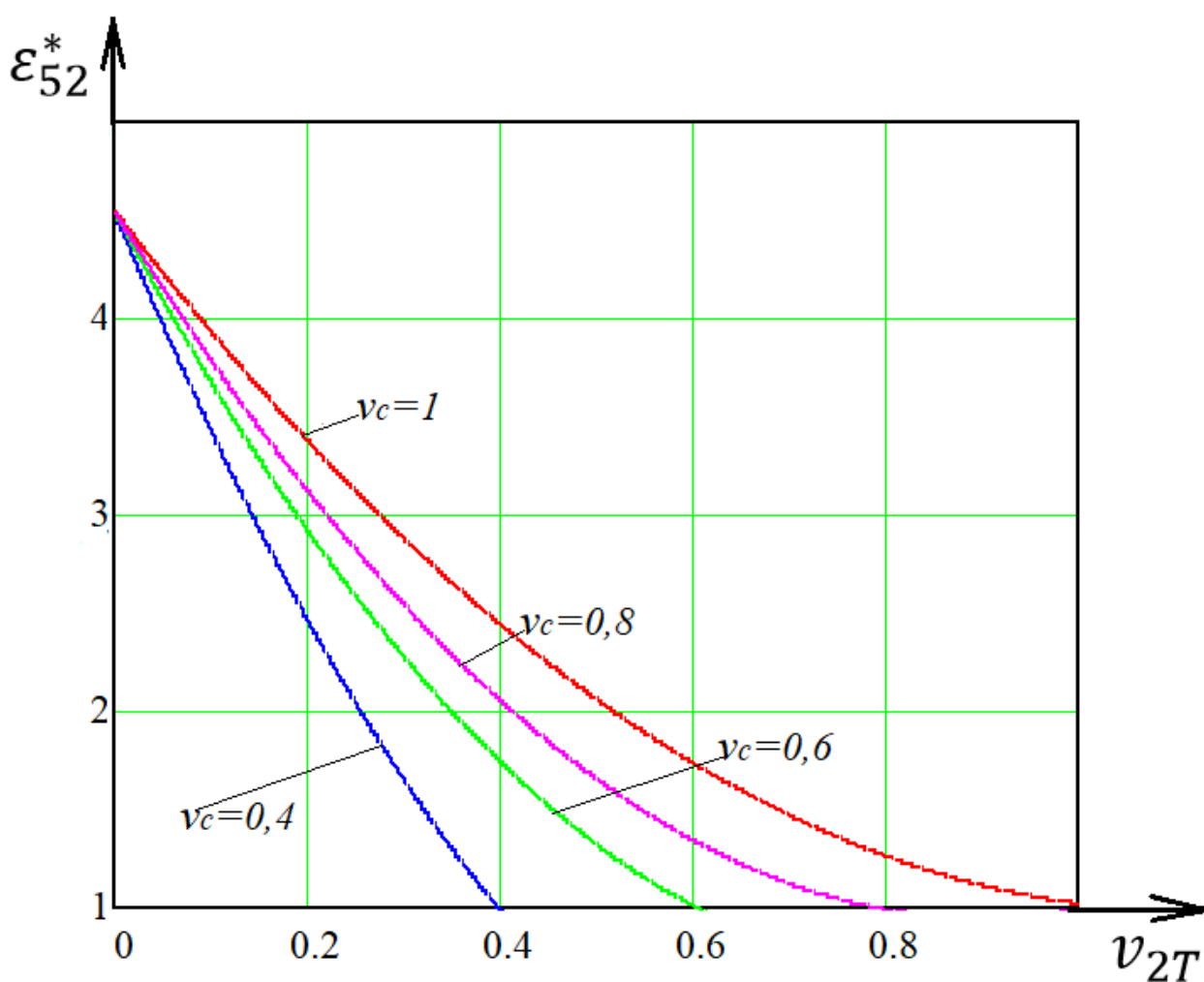


Рис. 14

На рис.13 уравнение проиллюстрировано графиками. Видно, что критическая степень сжатия находится в интервале $[1,0; 4,5]$ при $\varepsilon_{12} = 8$, верхняя граница которого соответствует $v_{2T}=0$, а нижняя – $v_{2T} \rightarrow v_c$.

Характеристика ГИК в области $\varepsilon_{52} > \varepsilon_{52}^*$ рассчитывалась в программе Mascad, некоторые из них приведены на рис.14. Видно, что с увеличением степени сжатия коэффициент эжекции и КПД монотонно убывает, а коэффициент прерывистости – возрастает; в отличие от них функция $\varepsilon_{12}(\varepsilon_{52})$ имеет минимум. Исследование характеристики $\tau_p(\varepsilon_{52})$ и $\varepsilon_{12}(\varepsilon_{52})$ при высоких степенях сжатия показывает, что с ростом ε_{52} коэффициент прерывистости $\tau_p \rightarrow \frac{\theta_p(v_c+v_{2T})}{2l_c}$, а степень расширения ε_{12} беспредельно растет, приближаясь к асимптоте $\varepsilon_{12} = \frac{\varepsilon_{52}-1}{(v_c^2-v_{2T}^2)} + 1$.

Из рассмотренных кривых $\eta(\varepsilon_{52})$ следует, что работа ГИК с высоким КПД возможна, но лишь при малых степенях сжатия. Однако можно полагать, что увеличение числа снарядов, одновременно находящихся в трубе, позволит сместить область эффективной работы в сторону больших степеней сжатия.

Сопоставление характеристик эжектора, построенных на рис.15 для нескольких v_{2T} показывает, что при прочих равных условиях рабочие циклы с нулевой скоростью снарядов в конце второго периода оказываются наиболее эффективными. В этих циклах полностью используется приобретенное при формировании количество движения снарядов и, как следствие этого, коэффициент эжекции и КПД достигают наибольших величин.

На эффективность рабочего процесса ГИК влияют также условия формирования жидких снарядов. «Глубину» влияния относительной длины ствола на характеристики компрессора и их зависимость от времени открытия входного канала иллюстрирует рис.15. Видно, что увеличение длины ствола при неизменных v_{2T} и θ_p практически не сказывается на характеристике $\alpha(\varepsilon_{52})$, но существенно снижает требуемую степень расширения ε_{12} ; вследствие этого КПД аппарата повышается и становится максимальным при $l=l_c$. Таким образом ГИК работает экономичней при полном формировании снарядов в стволе. Кроме того, чтобы полностью устранить потери энергии при внедрении снаряда в рабочую камеру, целесообразно ствол и

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

рабочую камеру выполнить из одной трубы, а доступ газа осуществить через специальный распределитель, совмещенный с прерывателем. Одна из возможных конструктивных схем такого ГИК приведена.

Рис.16 показывает, что зависимость характеристик ГИК от продолжительности открытия входного канала θ_p качественно оказывается такой же, как и от длины ствола: с увеличением θ_p коэффициент эжекции практически не изменяется, кривые $\tau_p(\varepsilon_{52})$ и $\varepsilon_{12}(\varepsilon_{52})$ снижаются, а $\eta(\varepsilon_{52})$ повышается. Невысокая эффективность ГИК при малых θ_p обусловлена относительно большим расходом энергии на формирование снарядов, который включает расход энергии на разгон жидкости во входном канале и стволе, а при $l < l_c$ ещё и потери от взаимодействия последующих жидких частиц с предыдущими на стадии свободного формирования снаряда. С увеличением времени открытия входного канала потребление энергии на разгон и взаимодействие частиц уменьшается, скорость снаряда растёт и характеристика $\eta(\varepsilon_{52})$ улучшается, но не беспредельно.

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
						33
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

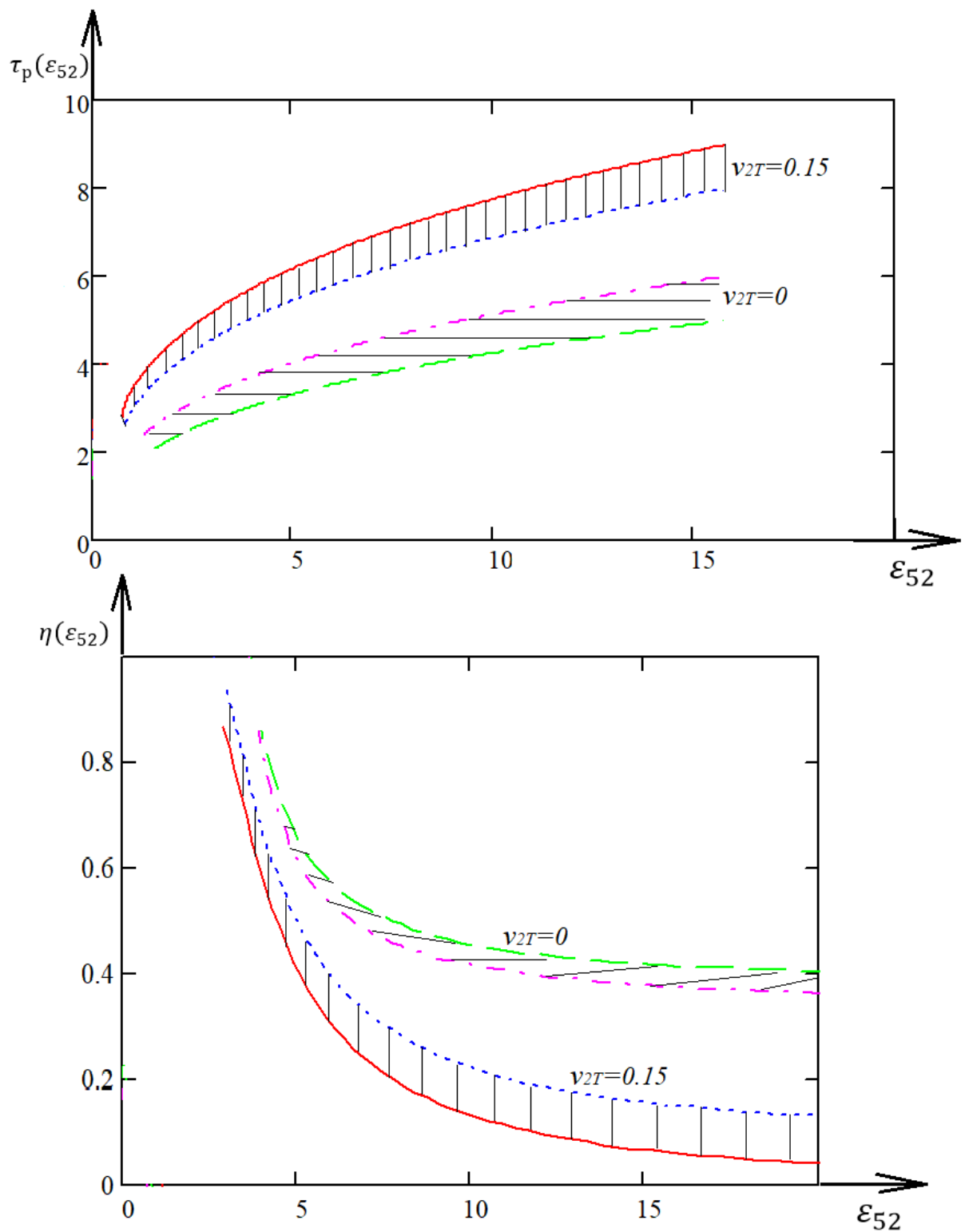


Рис. 15. Влияние скорости снаряда в конце второго периода v_{2T} и длины ствола l на характеристики эжектора при $\theta_p=8$

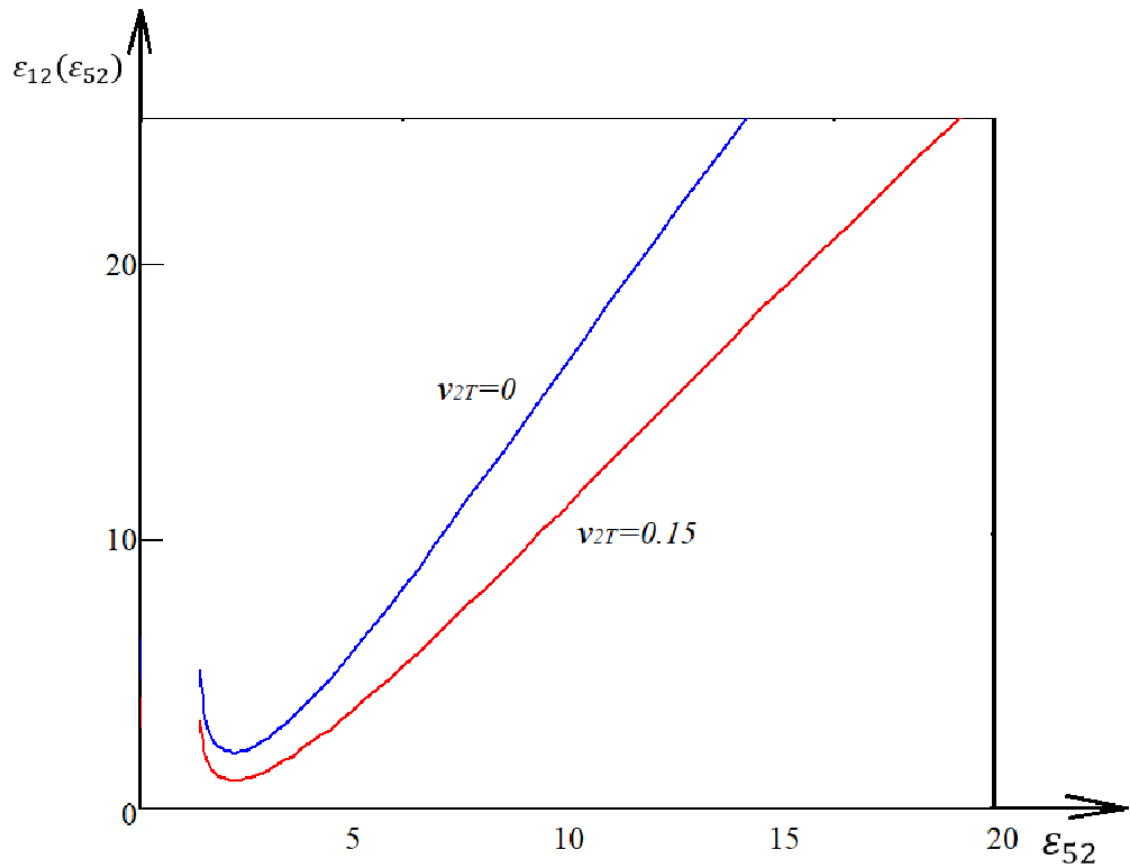
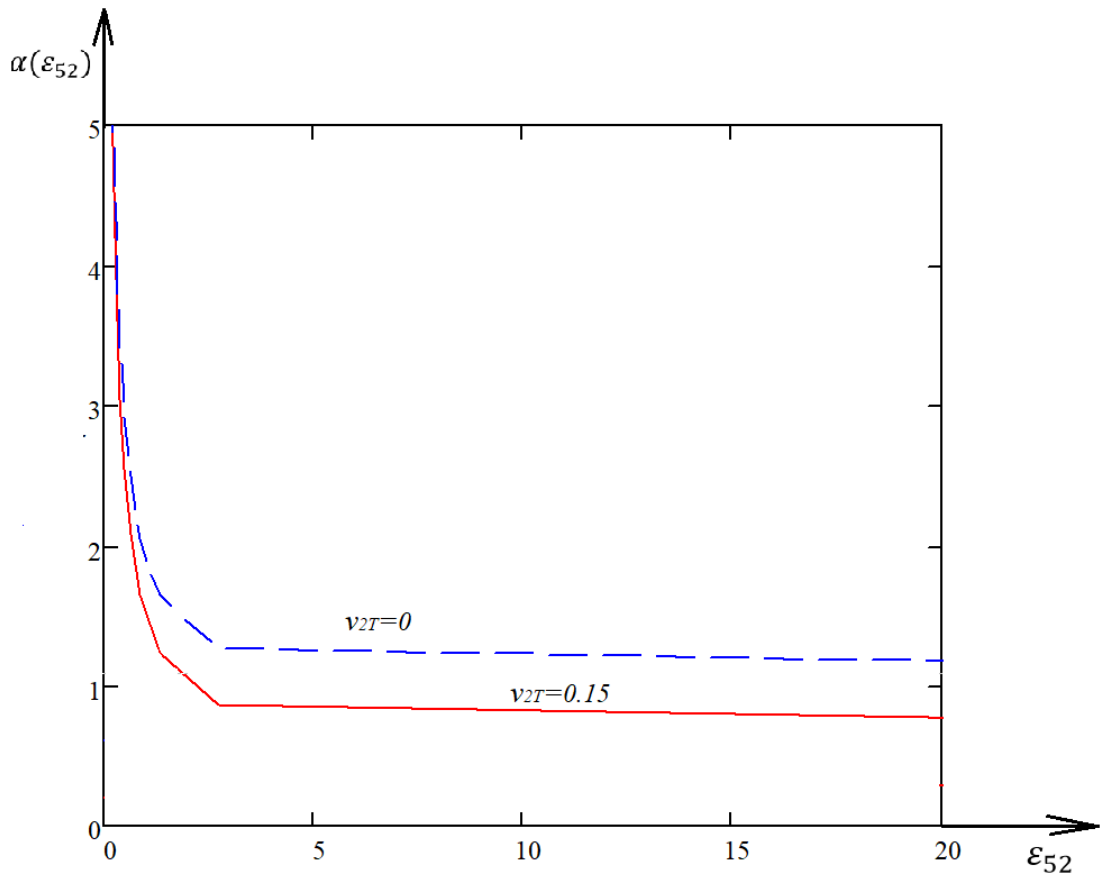


Рис. 16. Влияние скорости снаряда в конце второго периода v_{2T} и длины ствола l на характеристики эжектора при $\theta_p=8$

Рассмотрим влияние гидравлического трения на характеристики ГИК с прерывистой струей. При этом изменение коэффициента гидравлического трения λ в течение всего времени формирования и движения снаряда в трубе пренебрегаем.

Движение жидких снарядов в трубе с трением описывает система уравнений (33). Но проинтегрировать уравнения данной системы в элементарных функциях не представляется возможным. Поэтому решение задачи о влиянии сил трения на характеристики компрессора осуществились в такой последовательности: для каждого набора параметров τ_p , $\theta_{ц}$ и ε_{52} численным интегрированием уравнений (40) с обязательным выполнением условий (31) и вычислением по формулам (27), (39), (40) и (45) рассчитывались функции $v_{1T}(\zeta_0)$, $v_{2T}(\zeta_0)$, $\alpha(\zeta_0)$, $\varepsilon_{12}(\zeta_0)$, $\eta(\zeta_0)$, где ζ_0 .

Изотермический КПД ГИК рассчитывается по формуле:

$$\eta = \frac{\alpha \ln(\varepsilon_{52})}{\varepsilon_{12} - \varepsilon_{52}} \quad (45)$$

Некоторые результаты расчетов приведены на рис.17 и рис.18.

Можно сказать, что сопротивление трения заметно ухудшает характеристики ГИК: с увеличением коэффициента ζ_0 при неизменной степени сжатия ε_{52} необходимая степень расширения ε_{12} растет, достижимый коэффициент α уменьшается и, как следствие этого, КПД аппарата снижается. Причем, с увеличением степени сжатия ухудшение характеристик эжектора за счет трения становится менее существенным.

Анализ кривых $\eta(\zeta_0)$ на рис.18 показывает, что работа ГИК с КПД $\eta > 50\%$ наблюдается лишь при коэффициентах $\zeta_0 < 0,01 \dots 0,015$. Также малые значения коэффициента ζ_0 возможны при длине входного канала L_0 не превышающей его диаметра D_0 в полтора раза, то есть при $L_0 \leq 1,5D_0$.

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

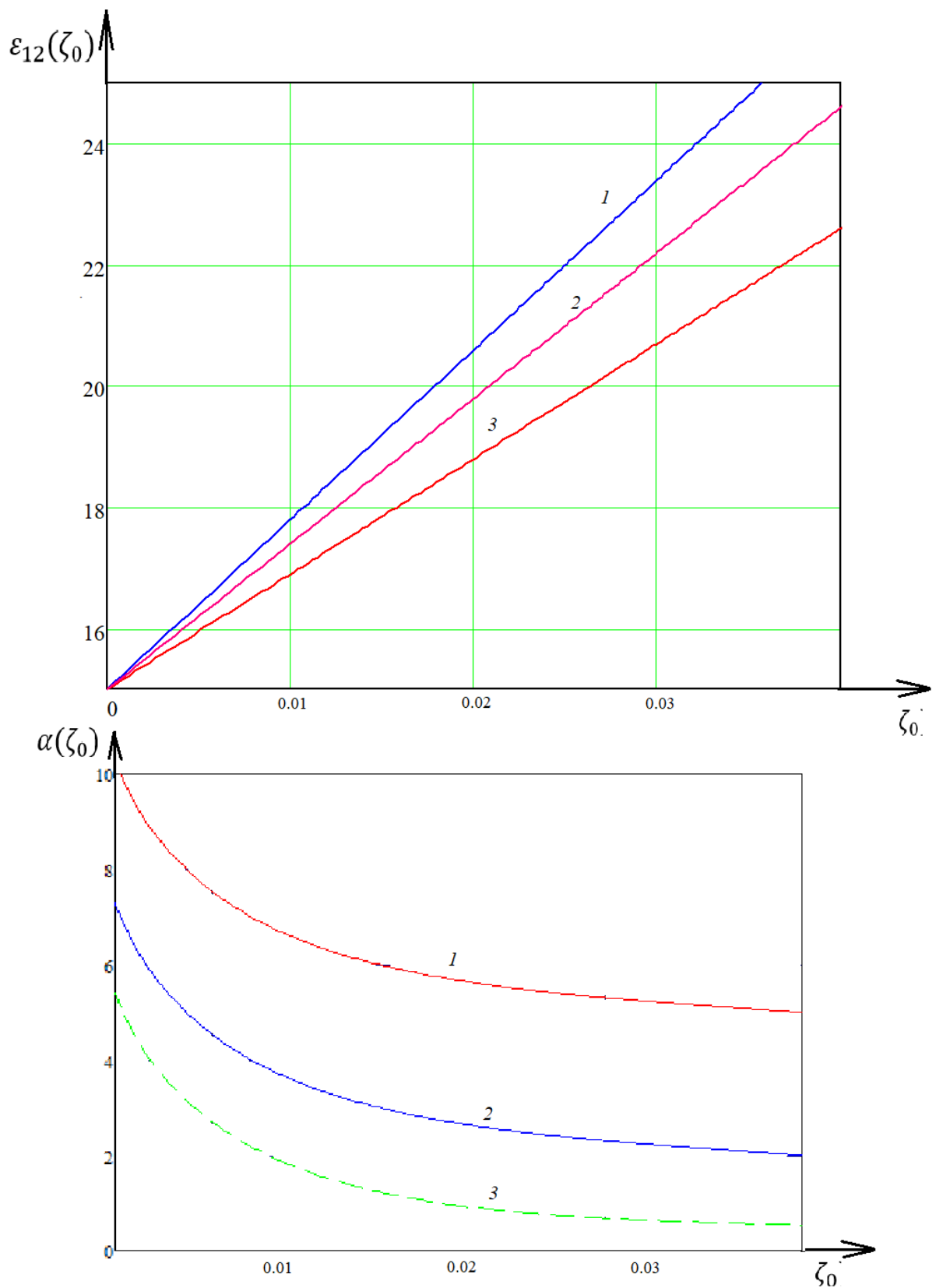


Рис. 17. Влияние коэффициента λ и относительной длины входного канала L_0/D_0 на характеристики эжектора при $\theta_p=8$

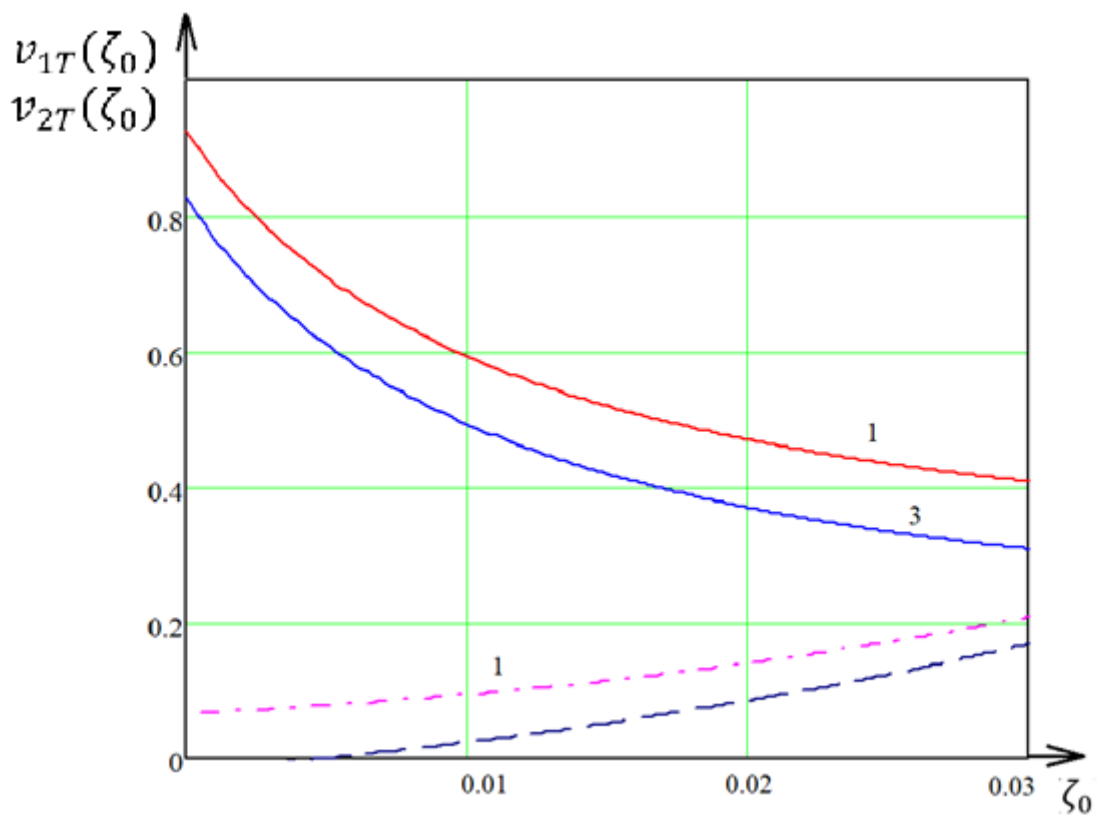
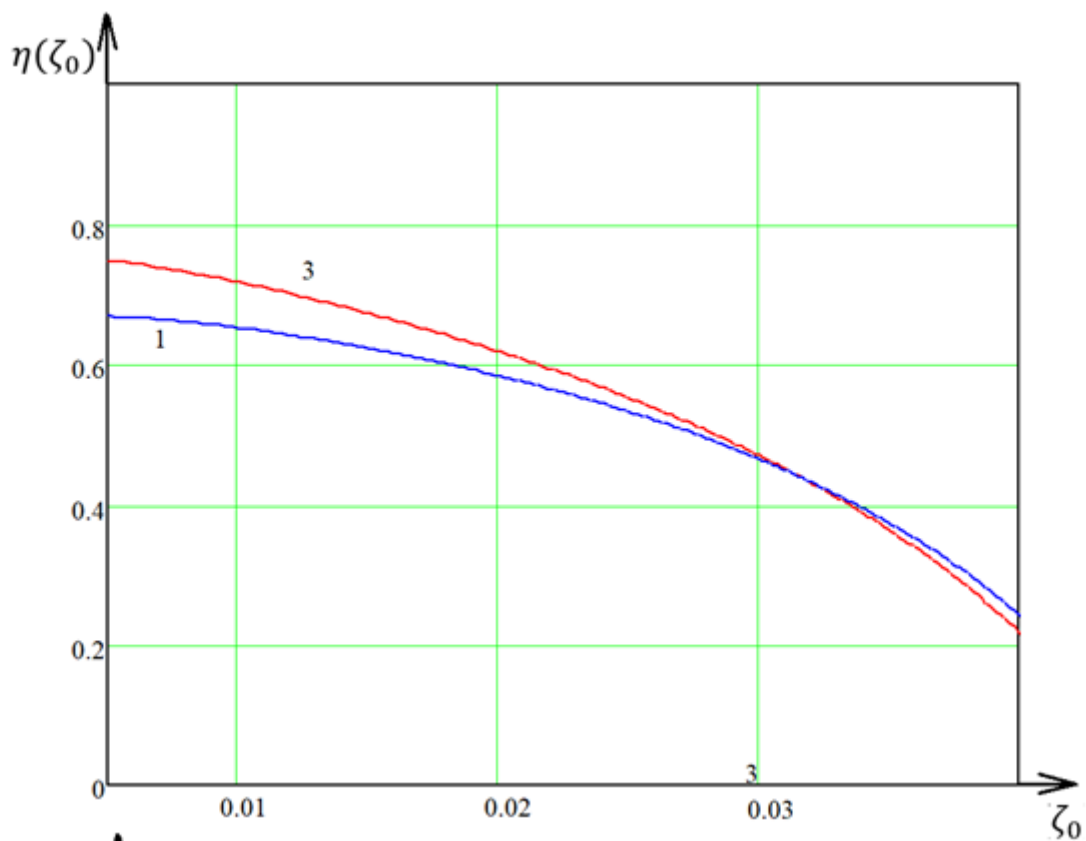


Рис. 18. Влияние коэффициента λ и относительной длины входного канала L_0/D_0 на характеристики эжектора при $\theta_p=8$

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИК

Исходные данные:

Эжектируемая среда – воздух, активная среда – вода, давление всасывания $P_2=100$ кПа, температура воздуха $T_2=290$ К, массовый расход эжектируемого воздуха $m_\Gamma=20$ г/с, степень сжатия $\varepsilon_{52}=6$. Длина $L_0=0,05$ (м).

$$\alpha = \frac{W_\Gamma}{W_\text{ж}} = \frac{Q_\Gamma}{Q_\text{ж}} \quad (46)$$

Расчетным режимом ГИК примем режим при $v_{2T} = 0$ как наиболее эффективный режим, также примем $\theta_p=5$. С учетом данных система уравнений (40) будет выглядеть так:

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha = \frac{\varepsilon_{52}-1}{\ln(\varepsilon_{52})} \left[\frac{v_c \cdot \theta_\text{ц}}{2l_c} - 1 \right] \\ v_{1T} = \frac{v_c}{2} + \frac{\alpha l_c}{\theta_\text{ц}} \left[\frac{\varepsilon_{52}+1}{\varepsilon_{52}} - \frac{2 \ln(\varepsilon_{52})}{\varepsilon_{52}-1} \right] \\ \theta_\text{ц} = \int_0^{\varepsilon_{52}-1/\varepsilon_{52}} \frac{\alpha l_c dz}{\sqrt{(v_c - v_{1T})^2 + \frac{2v_c \alpha l_c}{\theta_\text{ц}(\varepsilon_{52}-1)} [(\varepsilon_{52}+1)z + 2 \ln(1-z)]}} \\ \varepsilon_{12} = \frac{(\varepsilon_{52}-1)\theta_\text{ц}}{2l_c v_c} + 1 \end{array} \right. \quad (47)$$

Выполним расчет основных параметров работы ГИК основываясь на системе уравнений (47). Для предотвращения перемешивания жидкости и газа в камере смешения $L_0/d=1 \dots 1,5$ и относительная длина снаряда не менее 1 [6]. Построения на рис.19 выполнены для $h=4$ (т.е. $L_c=4L_0=0,2$ м). При данных условиях коэффициент эжекции $\alpha=2,83$; соотношение P_1 и P_2 равен $\varepsilon_{12} = 14,24$; коэффициент прерывистости $\tau_p=0,305$; КПД гидроимпульсного компрессора $\eta=0,603$.

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39

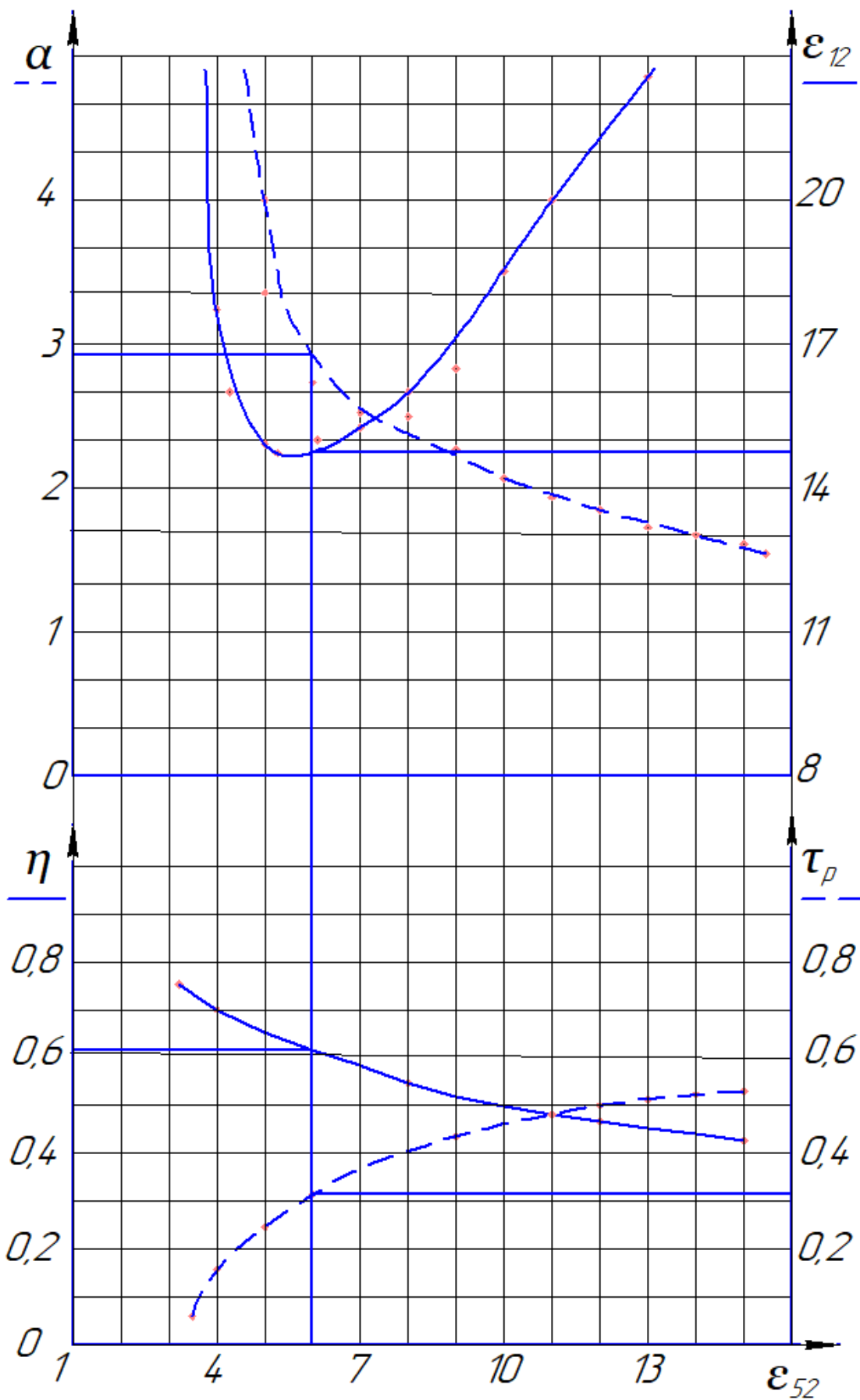


Рис. 19. Характеристики ГИК при $L_c=4L_0$ при $v_{2T}=0$ и $\theta_p=5$

Состояние газа описывается уравнением Менделеева-Клапейрона:

$$\frac{P_2}{\rho_2} = RT_2 \quad (48)$$

Из уравнения (48) выразим плотность газа:

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2} = \frac{100 \cdot 10^3}{287 \cdot 290} = 1,2 \text{ кг/м}^3$$

Определяем объемный расход пассивной среды:

$$Q_2 = \frac{m_2}{\rho_2} = \frac{0,002}{1,2} = 16,67 \text{ л/с} \quad (49)$$

Из рис.19 $\alpha = 2,83$, тогда расход жидкости:

$$Q_1 = \frac{Q_2}{2,83} = 5,89 \text{ (л/с)} \quad (50)$$

Масса снаряда равна:

$$M = \rho_1 L_c F_0 = Q_1 \rho_1 \quad (50)$$

Для снижения пульсации давления в полости перед каналом активного потока и для снижения осевых размеров ГИК примем многоствольную конструкцию рис.20. Многосопловой компрессор содержит коллектор подачи высоконапорной среды 1, соединенный каналами 2 с соплами 3, и параллельно подключенные к полости эжектируемой среды 4, соосными соплами 3, камере смешения 5, а в каналах 2 установлен прерыватель в виде кинематически связанного с приводом 6 диска 7 с отверстиями 8. Диск 7 снабжен кольцевым элементом 9, с отверстиями 10, сообщенными с полостью эжектируемой среды 4, а сумма центральных углов, охватывающих отверстия 8 и 10 в диске 7 и кольцевом элементе 9, не превышают 360°. Полость эжектируемой среды выполнена в виде кольцевого коллектора с выходными каналами 11, расположенных соосно отверстиям 10 в кольцевом элементе 9. Высоконапорная среда, истекая из сопел 3 прерывистой струей, вследствие вращения диска 7 с отверстиями 8, увлекает из в камеры смешения 5 эжектируемую среду, поступающую из полости эжектируемой среды 4 через выходные каналы 11 и отверстия 10 кольцевого элемента 9, эжектируемая среда поступает в рабочую

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

камеру также прерывистой струей, что обеспечивает возможность подачи её в соответствующие камеры 5 в интервалы времени, когда подача высоконапорной среды в сопла 3 прикрыта диском 7 прерывателя.

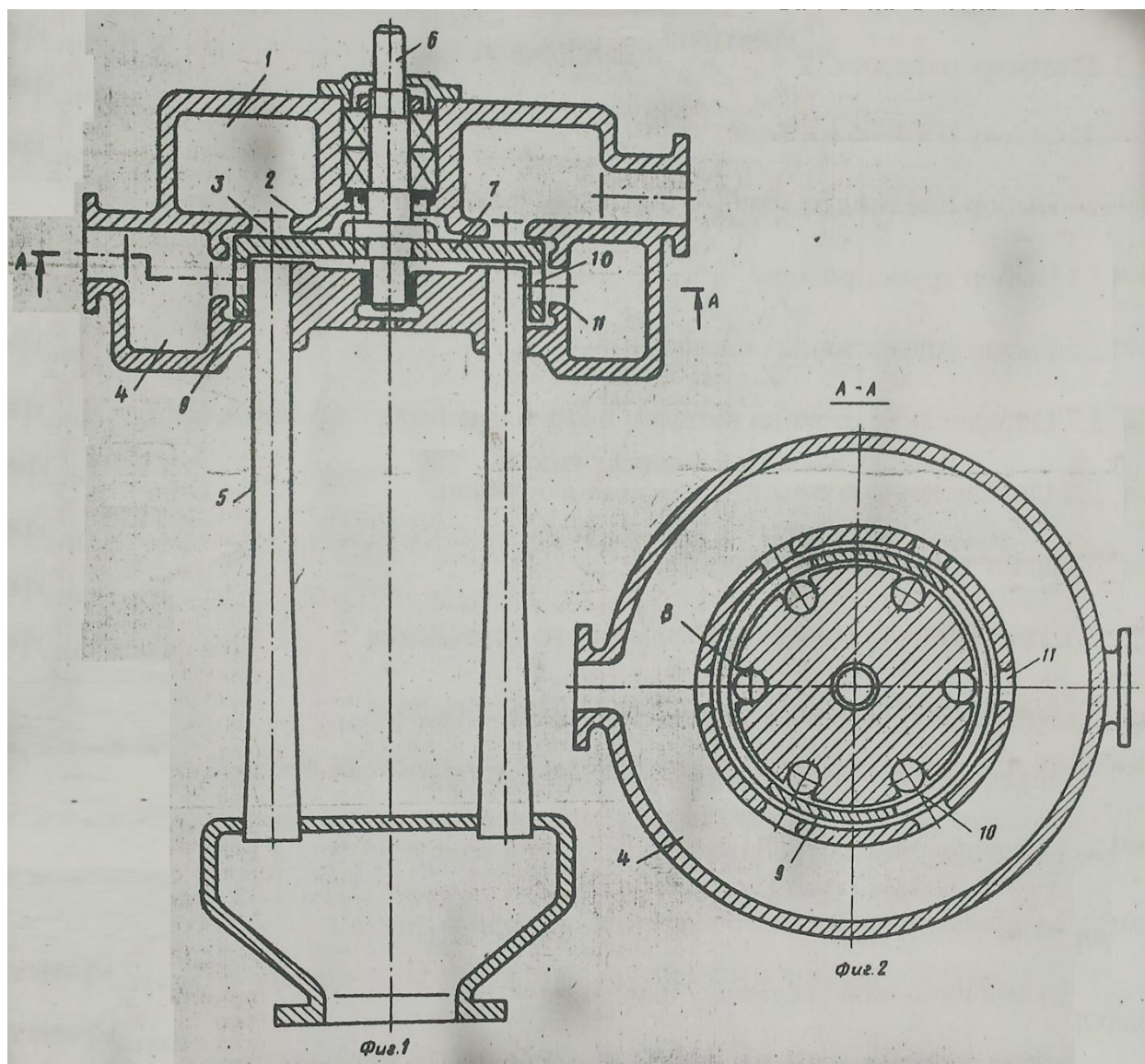


Рис. 20. Конструкция многоствольного ГИК

Из уравнения (50) потребная площадь поперечного сечения входных каналов потока равна:

$$F_0 = \frac{Q_1 \rho_1}{\rho_1 L_0} = \frac{0,00589 \cdot 1000}{1000 \cdot 0,2} = 0,02945 \text{ (м}^2\text{)} \quad (51)$$

Из уравнения диаметр рабочей камеры при числе рабочих камер z определяется по формуле:

$$d = \frac{4}{\pi} \sqrt{\frac{F_0}{z}} \quad (52)$$

При числе рабочих камер $z=9$ диаметр каждой камеры $d=0,073$ м ($L_0/d=0,89$)

При числе рабочих камер $z=18$ диаметр каждой камеры $d=0,05$ м ($L_0/d=1$)

Примем $z=18$ как наиболее рациональное, так как при $z=9$ соотношение $L_0/d < 1$, что нарушает условие целостности.

Угол окон в диске прерывателя определяется по формулам:

$$\begin{cases} \varphi = \tau_p \cdot 180^\circ = 0,305 \cdot 180^\circ = 55^\circ \\ \gamma = \frac{360^\circ - 2\varphi}{2} = 125 \end{cases} \quad (53)$$

Диаметр, на котором располагаются центры камер выбирается из принципа того, что для выполнения условия мгновенного открытия/закрытия длина центральной дуги окна должна быть равна 10 диаметрам камер [7]:

$$l_{\text{окна}} = 10 \cdot d = 450 \text{ (мм)} \quad (54)$$

Полученное осевое сечение рабочей камеры и прерыватель изображены на рис. 21.

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
						43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

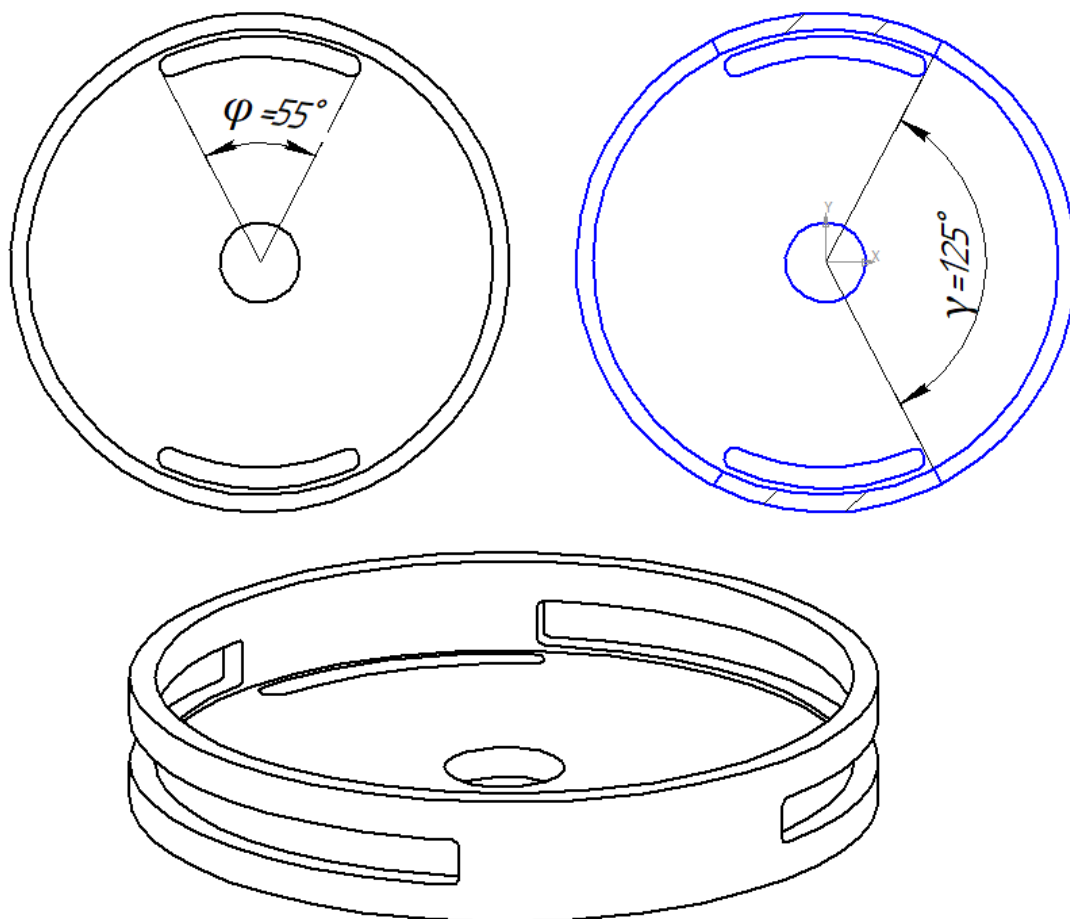


Рис. 21. Прерыватель

Минимальную длину рабочей камеры определяет по уравнению:

$$x_{2T} + x_{1T} = L_k = L_c \left(1 + \frac{\alpha}{\varepsilon_{52}}\right) + L_c(1 + \alpha) = 0,2 \left(1 + \frac{2,83}{14,24}\right) + 0,05(1 + 2,83) =$$

$$= 1 \text{ (м)} \quad (53)$$

Примем $L_k = 1,5$ (м), что бы гарантировать двусрядный режим работы.

Частота вращения приводного вала должна обеспечивать:

$$n = \frac{l_{\text{окна}}}{2\pi\theta_p} = \frac{0,45}{2 \cdot 3,14 \cdot 5} = 0,2 \text{ (об/с)} = 12 \text{ (об/мин)} \quad (54)$$

Полученная из вышеприведенных расчетов и соотношений конструктивная схема приведения в приложении 1.

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

6. СОПОСТАВЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГИК И ВВЭ

Гидроимпульсный компрессор работает с двумя средами: активная – жидкость, пассивная – газ. Также с двумя средами работает водовоздушный эжектор (ВВЭ). Сравнение характеристик данных аппаратов будем вести по объемному расходу газа Q_g .

6.1. Принципиальная схема и математическая модель водовоздушного эжектора

Принципиальная схема ВВЭ показана на рис.21. Струя жидкости со скоростью $v_{ж0}$ устремляется из сопла в рабочую камеру (РК) и увлекает за собой воздух из приемной камеры (ПК). При достаточной длине камеры РК в ней образуется зона смешения, в которой происходит смещение газа и жидкости в результате чего на выходе получается водовоздушная смесь с давлением выше, чем давление газа, но ниже чем давление жидкости. До зоны смешения поток представляет собой струю жидкости, полностью или частично диспергированную, и газ, окружающий данную струю. Их соотношение скоростей характеризуется коэффициентом скольжения $\psi = v_r/v_{ж}$. После рабочей камеры скольжение между средами практически отсутствует, поток поступает в диффузор Д, где часть кинетической энергии смеси преобразуется в потенциальную энергию [8].

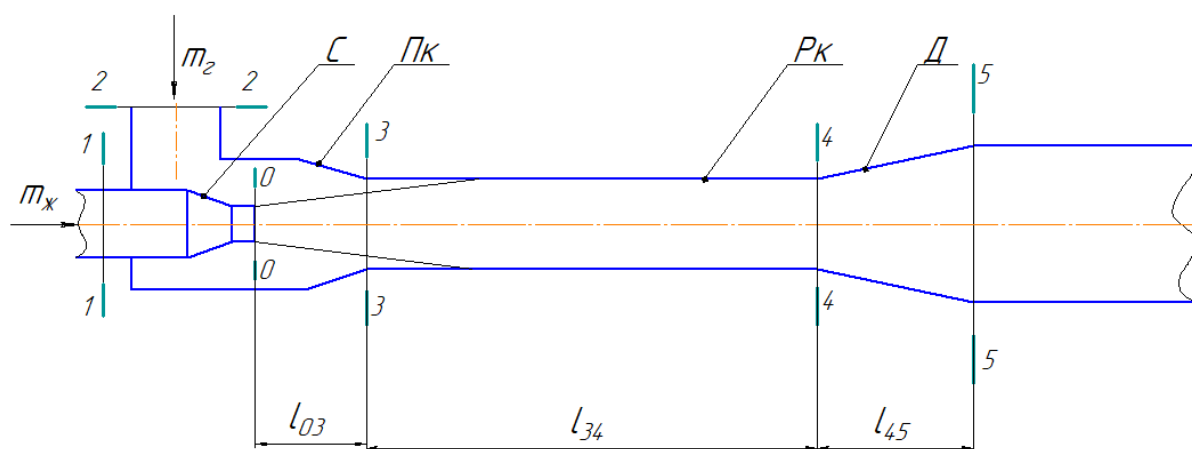


Рис. 22

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

В проточной части ВВЭ из-за большой поверхности соприкосновения воды и воздуха, последний насыщается парами воды. В данных эжекторах пассивная среда – паровоздушная смесь, массовый расход которой состоит из массовых расходов воздуха m_B и паров воды $m_{п}$, температура потока почти не отличается от температуры воды $T_{ж}$. Относительное паросодержание в эжектируемой среде в первом приближении определяется с помощью закона Дальтона, в соответствии с которым объемные расходы воздуха при парциальном давлении $P_B - P_{п}$ и пара при давлении $P_{п}$ равны. Относительное паросодержание равно:

$$Z = \frac{R_B P_{п}}{R_{п}(P_B - P_{п})} \quad (55)$$

Где $R_{п}$ и R_B – газовые постоянные воздуха и водяного пара; P_B и $P_{п}$ – статическое давление на входе в рабочую камеру и давление насыщенного водяного пара при температуре $T_{ж}$.

Рабочий процесс ВВЭ описывается законами сохранения массы, количества движения и энергии. В результате их применения для расчетной схемы течения при условии изотермического сжатия газа в эжекторе, получаем:

$$P_1^* - P_2 = \frac{\rho_{ж} v_{ж0}^2}{2\varphi^2} \quad (56)$$

$$P_4 = a + \sqrt{a^2 - b} \quad (57)$$

$$\begin{aligned} P_5 + b \cdot lh(P_5) + \frac{\rho_{ж} v_{ж0}^2}{2} \left(1 + \frac{\beta}{P_5}\right)^2 \left(\frac{\Omega_{03}}{\Omega_{54}}\right)^2 = \\ = P_4 + b \cdot lh(P_4) + \frac{\rho_{ж} v_{ж0}^2}{2} \left(1 + \frac{\beta}{P_4}\right)^2 (1 - \zeta_{45}) \Omega_{03}^2 \end{aligned} \quad (58)$$

Где, $a = 0,5[P_2 + \rho_{ж} v_{ж0}^2 \Omega_{03} (1 - k \Omega_{03})]$; $b = \rho_{ж} v_{ж0}^2 k \Omega_{03}^2 \beta$; $\beta = \frac{m_B R_B T_{ж} P_2}{Q_{ж}(P_2 - P_{п})}$; $k = 1 + \frac{0,5 \lambda L_{34}}{D_3}$; P_i – статическое давление i -го сечения (i – номер сечения), $P_1^* = P_1 + \frac{\rho_{ж} v_{ж1}^2}{2}$ – полное давление перед соплом, $\rho_{ж}$ – плотность жидкости, $v_{жс}$ – скорость жидкости; φ – коэффициент скорости сопла, $\Omega_{03} = S_0/S_3$ – относительная площадь сопла, $\Omega_{54} = S_5/S_4$ – относительное расширение диффузора, S_i – площадь нор-

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

мального сечения эжектора, L_{34} и D_3 – длина и диаметр рабочей камеры, λ – коэффициент гидравлического трения, ζ_{45} – коэффициент потерь в диффузоре, $Q_{ж}$ – объемный расход жидкости.

6.2. Сравнение характеристик ГИК и ВВЭ

Для сравнения характеристик гидроимпульсного компрессора и многосоплового водовоздушного эжектора воспользуемся экстремальными характеристиками многосоплового ВВЭ рис.24.

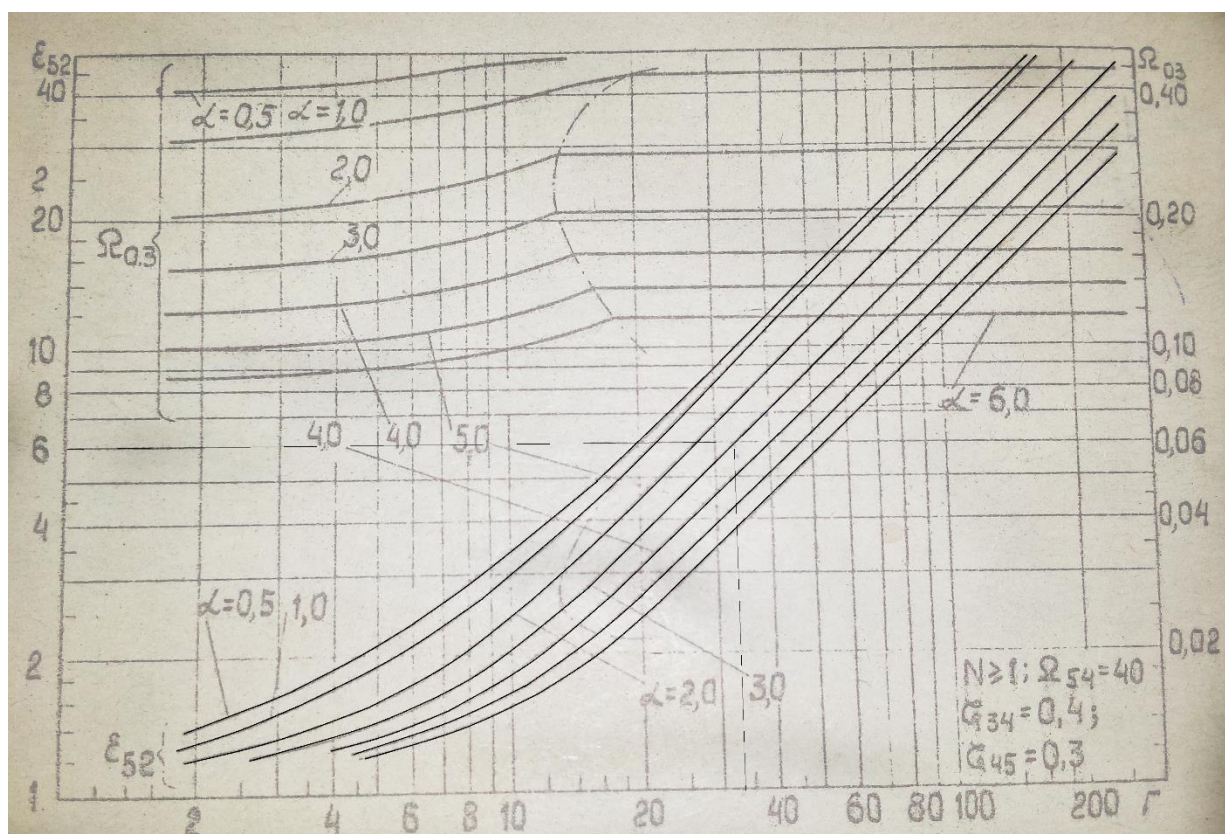


Рис. 23. Экстремальные характеристики многосоплового ВВЭ

При соотношении P_5 и P_2 $\varepsilon_{52}=6$, и коэффициенте эжекции $\alpha=2,83 \approx 3$, получим параметр струи $\Gamma=34$ (рис.22).

$$\varepsilon_{12} = \frac{\Gamma}{2\varphi^2} + 1 = \frac{34}{2 \cdot 0,95^2} + 1 = 19,84$$

Когда для ГИК $\varepsilon_{12}=14,24$, значит требуемое давление подвываемой воды для ВВЭ P_1 в 1,4 раза больше. Значит и потребляемая гидравлическая мощность ВВЭ в 1,4 раза больше.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

- 1) Исследовали рабочий процесс ГИК, главное отличие которого от ВВЭ заключается в том, что эжекция воздуха происходит под действием сил трения и сил давления.
- 2) Составлена физико-математическая модель ГИК и выявлены его основные параметры.
- 3) При заданных параметрах разработана и выполнена конструктивная схема (приложение 1).
- 4) При прочих равных условиях ГИК будет потреблять на 40% меньше энергии, чем многосопловой ВВЭ.

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Thomas A. The Discharge of Air through Small Orifices, and the Entartainment of Air by the Ussuing Jet / A. Thomas // Philosophical Magazine – 1922. – V.65, №263. – P. 969-988.
2. Спиридонов Е.К., Конструкции жидкостногазовых струйных насосов. Состояние и перспективы/ Е.К. Спиридонов / Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2005. – Вып.1. - №1(41). – С.94-104.
3. Александров В.Ю., Оптимальные эжекторы (теория и расчет)/ В.Ю. Александров, К.К. Климовский. – М.: Машиностроение, 2012. – 136с.
4. Лямаев Б.Ф., Гидроструйные насосы и установки/ Б.Ф. Лямаев. – Л.: Машиностроение, 1988. – 256с.
5. Спиридонов Е.К., Теоретическое исследование жидкостно-газового эжектора с прерывистой струей/ Е.К. Спиридонов. – Ч., 1975. – 20с.
6. Пат. 549600 СССР. Многосопловой эжектор/ Е.К. Спиридонов, В.К. Темнов. - № 2125761/06; заявл. 18.04.75; опубл. 14.04.77, Бюл. № 9. – 2с.
7. Пат. 652355 СССР. Многосопловой эжектор/ Е.К. Спиридонов, В.А. Пахомов, Г.В. Николаенко. - № 2557490/25-06; заявл. 10.04.77; опубл. 15.03.79, Бюл. № 9. – 2с.
8. Темнов В.К., Расчет и проектирование жидкостных эжекторов/ В.К. Темнов, Е.К. Спиридонов. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 1984. – 43с.

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
						49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

ПРИЛОЖЕНИЕ 1. КОНСТРУКТИВНАЯ СХЕМА ГИК

					ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50